



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 195 08 505 A 1**

⑤ Int. Cl. 6:
F 02 D 13/02
F 01 L 1/34
F 02 D 41/18
G 01 F 9/00

②1 Aktenzeichen: 195 08 505.1
②2 Anmeldetag: 9. 3. 95
④3 Offenlegungstag: 14. 9. 95

DE 195 08 505 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
10.03.94 JP P 6-40113 28.12.94 JP P 6-328518
⑦1 Anmelder:
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP
⑦4 Vertreter:
Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner, 80336 München

⑦2 Erfinder:
Kato, Senji, Aichi, JP; Endo, Kouji, Mizunami, Gifu, JP; Sone, Shigeru, Toyota, Aichi, JP; Goto, Atsushi, Toyota, Aichi, JP; Ohkawa, Nobuhisa, Toyota, Aichi, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Vorrichtung zum Berechnen der Ansaugluftmenge einer Brennkraftmaschine

⑤7 Beschrieben wird eine Vorrichtung zum Berechnen einer einem Zylinder einer Brennkraftmaschine zugeführten Luftmenge. Dem Zylinder wird Luft über einen Lufteinlaßkanal zugeführt. Gas wird über einen Luftauslaßkanal aus dem Zylinder abgeführt. Beide Kanäle umfassen ein Einlaßventil bzw. ein Auslaßventil, die, beide durch einen Einlaßventil-Antriebsmechanismus bzw. einen Auslaßventil-Antriebsmechanismus entsprechend der Kurbelwellendrehung gesteuert, abwechselnd und selektiv öffnen und schließen und während einer Ventilüberschneidungsphase zur Öffnung der zu dem Zylinder führenden Kanäle gleichzeitig öffnen. Zur Variation einer Einstellung des angetriebenen Ventils steuert ein Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung eine Betriebseinstellung der Ventilantriebsmechanismen bezüglich der Kurbelwelle übereinstimmend mit einem Brennkraftmaschinen-Fahrzustand. Die Berechnungsvorrichtung umfaßt eine erste Erfassungseinrichtung zur Erfassung der Kurbelwellendrehzahl. Eine zweite Erfassungseinrichtung erfaßt einen Ansaugdruck im Lufteinlaßkanal. Eine dritte Erfassungseinrichtung erfaßt die Betriebseinstellung der Ventilantriebsmechanismen. Eine Bestimmungsvorrichtung bestimmt eine Betriebseinstellungsverstellung entsprechend der erfaßten Kurbelwellendrehzahl und Betriebseinstellung. Eine erste Berechnungseinrichtung berechnet die dem Zylinder zugeführte Luftmenge abhängig von der Kurbelwellendrehzahl, dem Ansaugdruck und der Betriebseinstellungsverstellung.

DE 195 08 505 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 07. 95 508 037/685

37/31

Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Berechnen der den Zylindern einer Brennkraftmaschine zuzuführenden Ansaugluftmenge. Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf eine Vorrichtung, die die Ansaugluftmenge bei einer Brennkraftmaschine mit einem Ventilsteuermechanismus berechnet, der die Betriebseinstellung zumindest eines Einlaßventils und/oder eines Auslaßventils ändern kann.

Verwandter Stand der Technik

Eine Brennkraftmaschine mit einem Ventilsteuermechanismus, der die Betriebseinstellung eines Einlaßventils oder eines Auslaßventils ändern kann, ist bekannt. Ein variabler Ventilsteuermechanismus (nachstehend in Kurzform als VVT bezeichnet) wird zum Erhalt flacher Ausgangsdrehmomentverläufe über den gesamten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine oder zur Stabilisierung der Anzahl der Umdrehungen der Brennkraftmaschine (Drehzahl) bei Leerlauf eingesetzt.

Die japanische ungeprüfte Patentveröffentlichung Nr. Hei 3-3910 offenbart eine Vorrichtung zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzmenge für eine Brennkraftmaschine, welche diese Art eines VVT umfaßt. Der in dieser Veröffentlichung beschriebene VVT dient zur Umschaltung der Betriebseinstellung zumindest des Einlaßventils und/oder des Auslaßventils zwischen einer ersten, für eine niedrige Drehzahl geeigneten Einstellung und einer zweiten, für eine hohe Drehzahl geeigneten Einstellung.

In Fig. 15 zeige eine Kennlinie L1 das Ausgangsdrehmoment einer Brennkraftmaschine, wenn die erste Einstellung gewählt ist, und eine Kennlinie L2 zeigt das Ausgangsdrehmoment der Brennkraftmaschine, wenn die zweite Einstellung gewählt ist. Die Betriebseinstellung eines Ventils wird an dem Punkt umgeschaltet, an dem diese beiden Ausgangsdrehmomente übereinstimmen bzw. zusammenfallen, wie dies durch einen Punkt NE1 in Fig. 15 dargestellt ist.

Zur Durchführung dieses Umschaltens werden vorab eine Einspritzmengentabelle für die erste Einstellung, dargestellt durch eine Kennlinie L3, sowie eine Einspritzmengentabelle für die zweite Einstellung, dargestellt durch eine Kennlinie L4, vorbereitet. Diese Tabellen werden unter Berücksichtigung der Ansaugluftmenge und der Kraftstoffeinspritzmenge, die das Ausgangsdrehmoment der Brennkraftmaschine beeinflussen, erstellt. Im Einzelnen werden für jede Ventileinstellung die der Drehzahl NE der Brennkraftmaschine und dem Druck PM im Ansaugsammelrohr entsprechende Ansaugluftmenge anhand von Versuchen im voraus ermittelt und die Einspritzmenge entsprechend der zum Erhalt eines vorbestimmten Luft-Kraftstoff-Verhältnisses eines Luft-Kraftstoff-Gemisches (Verhältnis aus Luftgewicht und Kraftstoffgewicht) erforderlichen Ansaugluftmenge festgelegt.

Die Ventilsteuerung wird bei dem Punkt NE1 umgeschaltet, an dem die Einspritzmengen in den beiden Einspritzmengentabellen nahezu übereinstimmen. Mit dieser Vorgehensweise wird beabsichtigt, den aus einer Drehmomentänderung resultierenden Stoß zum Zeit-

punkt des Umschaltens der Einlaßventilsteuerung oder der Auslaßventilsteuerung zu unterdrücken.

Bei einer herkömmlichen Brennkraftmaschine mit einem Mechanismus, der die gewünschte Ventilsteuerung in bezug auf die Hübe von Kolben einstellen kann, ändert sich der Ladewirkungsgrad bzw. der Luftaufwand, der in enger Beziehung zu der Ansaugluftmenge steht, in Übereinstimmung mit den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine. Der Luftaufwand ist das Verhältnis des tatsächlichen, jedem Zylinder zugeführtem Luftgewichts zu dem unter atmosphärischem Druck jedem Zylinder zuzuführenden Luftgewicht. Dieser Luftaufwand ändert sich auf unterschiedliche Weise in Übereinstimmung mit der Schließzeit des Einlaßventils und der Länge der Zeitdauer, während der das Einlaßventil und das Auslaßventil geöffnet sind, d. h. während der sogenannten Ventilüberschneidungsphase. Dieser Luftaufwand wird weiter durch die sogenannte innere Abgasrückführung (nachstehend in Kurzform als innere EGR bezeichnet) beeinflusst, durch welche ein Teil des verbrannten Gases in einer Verbrennungskammer mit dem Luft-Kraftstoff-Gemisch vermischt wird und zurückgeführt wird. Die Menge des zurückgeführten bzw. zurückströmenden Gases wird durch den Druck auf der stromabwärtigen Seite des Auslaßventils im Auslaßkanal (in etwa gleich dem atmosphärischen Druck) und dem Ansaugdruck beeinflusst.

In Anbetracht der vorstehenden Ausführungen ist es schwierig, eine hochgenaue Einspritzmengensteuerung über den gesamten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine durch ledigliches Umschalten der Einspritzmengentabellen für die einzelnen Einstellungen durchzuführen, ohne eine Änderung im Luftaufwand zu berücksichtigen.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, den Luftaufwand und die Ansaugluftmenge einer Brennkraftmaschine, die sich unter den eingangs genannten verschiedenen Bedingungen ändern, genau zu ermitteln, um eine hochgradig genaue Steuerung der Brennkraftmaschine zu gewährleisten.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch eine Vorrichtung zum Berechnen einer einem Zylinder einer Brennkraftmaschine zugeführten Luftmenge, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinder mit einem Luftpfeinlaßkanal und einem Luftauslaßkanal in Verbindung steht, der Luftpfeinlaßkanal zum Zuführen der Luft zu dem Zylinder angeordnet ist, der Luftauslaßkanal zum Abführen von Abgas aus dem Zylinder angeordnet ist, beide Kanäle ein Einlaßventil bzw. ein Auslaßventil umfassen, beide Ventile durch einen Einlaßventil-Antriebsmechanismus bzw. einen Auslaßventil-Antriebsmechanismus in Übereinstimmung mit der Drehung einer Kurbelwelle gesteuert werden, um abwechselnd und selektiv zu öffnen und zu schließen und um während einer Ventilüberschneidungsphase geöffnet zu bleiben, um die zu dem Zylinder führenden Kanäle zu öffnen, wobei die Brennkraftmaschine einen Mechanismus zur veränderlichen Ventilsteuerung umfaßt, der die Betriebseinstellung zumindest eines der Ventilantriebsmechanismen in bezug auf die Kurbelwelle in Übereinstimmung mit einem Fahrzustand der Brennkraftmaschine steuert, um eine Steuerung des durch zumindest einen der Ventilantriebsmechanismen gesteuerten Ventils zu ändern, ferner umfassend eine erste Erfassungseinrichtung zum Erfassen einer Drehzahl der Kurbelwelle, eine zweite Erfassungseinrichtung zum Erfassen eines Ansaugdrucks in dem Luftpfeinlaßkanal, eine dritte Erfassungseinrichtung zum Erfassen der Betriebseinstellung zu-

mindest eines der Ventilantriebsmechanismen, eine Bestimmungsvorrichtung zum Bestimmen einer Verstellung der Betriebseinstellung entsprechend der erfaßten Drehzahl der Kurbelwelle und der erfaßten Betriebseinstellung, und eine erste Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Menge der dem Zylinder in Abhängigkeit von der Drehzahl der Kurbelwelle, des Ansaugdrucks und der Verstellung der Betriebseinstellung zugeführten Luft.

Erfindungsgemäß wird demzufolge eine Bestimmungsvorrichtung zum Bestimmen einer einem Zylinder einer Brennkraftmaschine zugeführten Luftmenge eingesetzt. Ein Lufteinlaßkanal ist zur Zuführung der Luft zu dem Zylinder angeordnet. Ein Luftauslaßkanal ist zum Abführen von Gas aus dem Zylinder angeordnet. Beide Kanäle umfassen ein Einlaßventil bzw. ein Auslaßventil. Die Ventile werden jeweils durch einen Einlaßventil-Antriebsmechanismus und einen Auslaßventil-Antriebsmechanismus in Übereinstimmung mit der Drehung einer Kurbelwelle derart gesteuert, daß sie abwechselnd und selektiv öffnen und schließen sowie während einer Ventilüberschneidungsphase geöffnet bleiben. Die Brennkraftmaschine umfaßt einen variablen Ventilsteuermechanismus, der eine Betriebseinstellung von zumindest einem der Ventilantriebsmechanismen in bezug auf die Kurbelwelle in Übereinstimmung mit einem Fahrzustand der Brennkraftmaschine steuert, um die Einstellung des durch zumindest einen der Ventilantriebsmechanismen angesteuerten Ventils zu verändern. Die Bestimmungsvorrichtung umfaßt eine erste Erfassungseinrichtung zum Erfassen einer Drehzahl der Kurbelwelle. Eine zweite Erfassungseinrichtung erfaßt den Ansaugdruck in dem Lufteinlaßkanal. Eine dritte Erfassungseinrichtung erfaßt die Betriebseinstellung zumindest eines der Ventilantriebsmechanismen. Eine Bestimmungseinrichtung bestimmt eine Verstellung der Betriebseinstellung entsprechend der erfaßten Drehzahl der Kurbelwelle und der erfaßten Betriebseinstellung. Eine erste Berechnungseinrichtung berechnet die Menge der dem Zylinder zugeführten Luft in Abhängigkeit von der Drehzahl der Kurbelwelle, dem Ansaugdruck und der Verstellung der Betriebseinstellung.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Kurzbeschreibung der Zeichnung

Die Erfindung wird nachstehend anhand von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher beschrieben. Es zeigen

Fig. 1 eine vereinfachte Darstellung einer Vorrichtung zum Berechnen der Ansaugluftmenge gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel;

Fig. 2 eine Querschnittsansicht eines VVT, in der sich ein Tellerrad in einer ersten Lage befindet;

Fig. 3 eine Querschnittsansicht eines linearen Magnet- bzw. Solenoidventils (nachstehend in Kurzform mit LSV bezeichnet), in der sich ein Spulenkörper am hinteren Ende seines Bewegungsbereichs befindet;

Fig. 4 eine Querschnittsansicht des VVT, in der sich das Tellerrad in einer zweiten Lage befindet;

Fig. 5 eine Querschnittsansicht des LSV, in der sich der Spulenkörper am vorderen Ende seines Bewegungsbereichs befindet;

Fig. 6 ein Blockschaltbild, welches den internen Aufbau einer elektronischen Steuereinheit (nachstehend in Kurzform mit ECU bezeichnet) zeigt;

Fig. 7A und 7B Diagramme, die die Öffnungsphase

eines Auslaßventils zeigen;

Fig. 8 ein Ablaufdiagramm, welches eine Routine darstellt, die von einer zentralen Verarbeitungseinheit (CPU) zur Berechnung des Einspritzzeitpunkts verwendet wird;

Fig. 9 ein Kennliniendiagramm, welches die Beziehung zwischen einem Änderungswinkel, einem Kompensationskoeffizienten und einem Ladedruck zeigt;

Fig. 10 ein Kennliniendiagramm, welches die Beziehung zwischen einer Drehzahl, dem Kompensationskoeffizienten und dem Ladedruck zeigt;

Fig. 11 ein Kennliniendiagramm, welches die Beziehung zwischen der Drehzahl, dem Kompensationskoeffizienten und dem Ladedruck zeigt;

Fig. 12 ein Ablaufdiagramm, welches eine Routine zeigt, die zur Berechnung der Einspritzzeit gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel verwendet wird;

Fig. 13 ein Ablaufdiagramm, welches eine Routine zur Steuerung der Ventilsteuerung gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel zeigt;

Fig. 14 ein Ablaufdiagramm, welches eine Routine zur Berechnung des Zündzeitpunkts zeigt; und

Fig. 15 ein bekanntes Kennliniendiagramm, welches die Beziehung zwischen der Drehzahl, der Einspritzmenge und dem Ausgangsdrehmoment zeigt.

Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsbeispiele

Nachstehend wird die Vorrichtung zum Berechnen der Ansaugluftmenge für eine Brennkraftmaschine gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf die Fig. 1 bis 11 näher beschrieben.

Wie in Fig. 1 dargestellt, ist eine Mehrzylinder-Viertakt-Brennkraftmaschine 1 (nachstehend in Kurzform mit Brennkraftmaschine bezeichnet) in einem Fahrzeug eingebaut. Die Brennkraftmaschine 1 umfaßt einen Zylinderblock 2 und einen Zylinderkopf 3. Der Zylinderblock 2 weist eine Vielzahl von sich in vertikaler Richtung erstreckenden Zylindern 4 (von denen lediglich einer dargestellt ist), die in der Dickenrichtung des Zeichenblattes angeordnet sind, sowie in jedem Zylinder 4 einen in Aufwärts- und Abwärtsrichtung beweglich angeordneten Kolben 5. Jeder Kolben 5 ist über eine Verbindungs- bzw. Pleuelstange 6 mit einer Kurbelwelle 7 gekoppelt. Die Aufwärts- und Abwärtsbewegung jedes Kolbens 5 wird über die Verbindungsstange 6 in eine Drehbewegung umgewandelt und dann auf die Kurbelwelle 7 übertragen.

Eine Verbrennungskammer 8 ist oberhalb jedes Kolbens 5 zwischen dem Zylinderblock 2 und dem Zylinderkopf 3 ausgebildet. Einlaßöffnungen 9 und Auslaßöffnungen 10, die mit den jeweiligen Verbrennungskammern 8 in Verbindung stehen, sind im Zylinderkopf 3 vorgesehen. Ein Einlaßventil 11 und ein Auslaßventil 12 sind hin- und herbeweglich in nahezu vertikaler Richtung angeordnet, um die Öffnungen 10 bzw. 11 zu öffnen und zu schließen. Eine Einlaß-Nockenwelle 13 ist drehbar oberhalb des Einlaßventils 11 vorgesehen. Die Einlaß-Nockenwelle 13 bildet einen Einlaßventil-Antriebs- bzw. Steuermechanismus zum Antrieb bzw. der Steuerung des Einlaßventils 11. Eine Auslaß-Nockenwelle 14 ist drehbar oberhalb des Auslaßventils 12 vorgesehen. Die Auslaß-Nockenwelle 14 bildet einen Auslaßventil-Antriebs- bzw. Steuermechanismus zum Antrieb bzw. der Steuerung des Auslaßventils 12. Verstellrollen 15 und 16 sind jeweils an den Endabschnitten der Nockenwellen 13 bzw. 14 vorgesehen und über einen Verstell-

riemen 17 mit der Kurbelwelle gekoppelt.

Wenn die Kurbelwelle rotiert, wird ihre Rotation über den Verstellriemen 17 auf beide Verstellrollen 15 und 16 übertragen. Rotiert die Einlaß-Nockenwelle 13 in Übereinstimmung mit der Rotation der Verstellrolle 15, so bewegt sich das Einlaßventil 11 hin und her, um die Einlaßöffnung 9 zu öffnen und zu schließen. Rotiert die Auslaß-Nockenwelle 14 in Übereinstimmung mit der Rotation der Verstellrolle 16, so bewegt sich das Auslaßventil 12 hin und her, um die Auslaßöffnung 10 zu öffnen und zu schließen.

Ein Lufterlaßkanal 23, der mit einem Luftfilter 18 versehen ist, eine Drosselklappe 19, ein Druckausgleichbehälter 21 und ein Ansaugsammelrohr 22 sind mit den Einlaßöffnungen 9 verbunden. Die Luft außerhalb der Brennkraftmaschine wird nach Passieren der Folge der einzelnen Elemente 18, 19, 21 und 22 in dem Lufterlaßkanal 23 jeder Verbrennungskammer 8 zugeführt.

Die Drosselklappe 19 ist in dem Einlaßkanal 23 mittels einer Welle 24 drehbar gelagert. Die Welle 24 ist über eine Leitung bzw. ein Seil oder dergleichen an ein (nicht gezeigtes) Gaspedal in der Nähe des Fahrersitzes gekoppelt und dreht sich zusammen mit der Drosselklappe 19 in Antwort auf die Bewegung des Gaspedals durch den Fahrer. Die Menge der durch den Einlaßkanal 23 strömenden Luft bzw. die Ansaugluftmenge wird durch den Drehwinkel der Drosselklappe 19 bestimmt. Der Druckausgleichbehälter 21 dient zur Dämpfung des Pulsierens bzw. der Druckschwankung der Ansaugluft.

Injektoren oder Einspritzventile 25 sind an dem Ansaugsammelrohr 22 angebracht, um Kraftstoff in Richtung der jeweiligen Einlaßöffnungen 9 einzuspritzen. Das Luft-Kraftstoff-Gemisch, welches den über jedes Einspritzventil 25 einzuspritzenden Kraftstoff sowie die Ansaugluft beinhaltet, wird jeder Verbrennungskammer 8 zugeführt. Zündkerzen 26 sind im Zylinderkopf 3 angeordnet, um dieses Luft-Kraftstoff-Gemisch zu entzünden. Die Zündkerzen 26 werden durch Zündsignale angesteuert, die durch einen Verteiler 27 verteilt werden. Der Verteiler 27 führt die von jeder Zündvorrichtung oder Zündspule 28 abgegebene Hochspannung der zugeordneten Zündkerze synchron zu dem Drehwinkel der Kurbelwelle 7 bzw. dem Kurbelwinkel zu. Das jeder Verbrennungskammer 8 zugeführte Luft-Kraftstoff-Gemisch wird durch die zugeordnete Zündkerze 26 verbrannt. Das zu diesem Zeitpunkt erzeugte heiße und unter hohem Druck stehende Verbrennungsgas bewegt die Kolben 5 auf und ab, um die Kurbelwelle 7 in Drehung zu versetzen, wodurch die Antriebsleistung der Brennkraftmaschine 1 bereitgestellt wird.

Mit jeder Auslaßöffnung 10 ist ein Luftauslaßkanal 32 verbunden, der mit einem Auslaßammelrohr 29 und einem Katalysator 31 versehen ist. Das in jeder Verbrennungskammer 8 erzeugte Verbrennungsgas wird nach Passieren der Folge der Elemente 29 und 31 im Auslaßkanal aus der Brennkraftmaschine 1 abgeführt. Der Katalysator 31 beinhaltet einen Dreiwege-Katalysator 33, um das durch den Auslaßkanal 32 strömende Verbrennungsgas zu reinigen.

Während der Zeitdauer, während der das Luft-Kraftstoff-Gemisch der zugeordneten Verbrennungskammer 8 zugeführt und das Verbrennungsgas abgeführt wird, d. h. während eines Zyklus, bewegt sich bei der Brennkraftmaschine 1 gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel jeder Kolben 5 zweimal aufwärts und abwärts und dreht sich die Kurbelwelle 7 zweimal. Es ist bekannt, daß dieser Zyklus aus vier Takten oder Hüten besteht: dem Ansaughub, dem Verdichtungs- und Ausdehnungs- bzw. Arbeitshub und dem Ausschubhub. Im Ansaughub bewegt sich der Kolben, einen Unterdruck im Innern der Verbrennungskammer 8 erzeugend, nach unten, wobei dieser Unterdruck dem frischen Luft-Kraftstoff-Gemisch erlaubt, in die Verbrennungskammer 8 einzutreten. Im Verdichtungs- und Ausdehnungs- bzw. Arbeitshub bewegt sich der Kolben 5 nach oben, um das Luft-Kraftstoff-Gemisch zu verdichten. Im Arbeitshub wird das verdichtete Luft-Kraftstoff-Gemisch verbrannt, wobei der Druck erzeugt wird, der den Kolben 5 nach unten drückt. Im Ausschubhub bewegt sich der nach unten gedrückte Kolben 5 wieder nach oben, um das Verbrennungsgas aus der Verbrennungskammer 8 auszuschieben.

Verdichtungs- und Ausdehnungs- bzw. Arbeitshub und dem Ausschubhub. Im Ansaughub bewegt sich der Kolben, einen Unterdruck im Innern der Verbrennungskammer 8 erzeugend, nach unten, wobei dieser Unterdruck dem frischen Luft-Kraftstoff-Gemisch erlaubt, in die Verbrennungskammer 8 einzutreten. Im Verdichtungs- und Ausdehnungs- bzw. Arbeitshub bewegt sich der Kolben 5 nach oben, um das Luft-Kraftstoff-Gemisch zu verdichten. Im Arbeitshub wird das verdichtete Luft-Kraftstoff-Gemisch verbrannt, wobei der Druck erzeugt wird, der den Kolben 5 nach unten drückt. Im Ausschubhub bewegt sich der nach unten gedrückte Kolben 5 wieder nach oben, um das Verbrennungsgas aus der Verbrennungskammer 8 auszuschieben.

Verschiedene Meßfühler werden zur Erfassung der Fahrzustände der Brennkraftmaschine 1 eingesetzt. Im Zylinderblock 2 ist ein Kühlmitteltemperatursensor 34 vorgesehen, der die Temperatur THW des Kühlmittels in der Brennkraftmaschine 1 erfaßt. Ein Ansauglufttemperatursensor 35, der die Temperatur THA der Ansaugluft erfaßt, ist in der Nähe des Luftfilters 18 vorgesehen. Ein Drosselklappensensor 36, der den Drehwinkel der Welle 24 oder den Drosselklappenwinkel TA erfaßt, ist in der Umgebung der Drosselklappe 19 vorgesehen. Der Druckausgleichbehälter 21 ist mit einem Halbleiter-Ansaugluftdrucksensor 37 versehen, um den Druck im Einlaßkanal 23 zu erfassen. Der Ansaugluftdrucksensor 37 erfaßt den Druck im Druckausgleichbehälter 21 bezogen auf Vakuum, d. h. einen Sammelrohrdruck PM. Ein Halbleiter-Außenluftdrucksensor 38 ist zur Erfassung des atmosphärischen Drucks PA im Passagierraum des Fahrzeugs vorgesehen. Im Auslaßkanal 32 ist ein Sauerstoffsensor 39 vorgesehen, der die im Abgas verbleibende Sauerstoffdichte erfaßt.

Ein Drehzahlsensor 40 ist im Verteiler 27 vorgesehen. Der Drehzahlsensor 40 weist einen (nicht gezeigten) Rotor auf, der synchron zu der Rotation der Kurbelwelle 7 rotiert, und einen (nicht gezeigten) elektromagnetischen Aufnehmer, der in der Umgebung des Rotors angeordnet ist. Der Rotor besteht aus einem scheibenförmigen magnetischen Element mit einer Vielzahl von Zähnen entlang seines Umfangs. Der elektromagnetische Aufnehmer gibt jedesmal dann, wenn sich der Rotor in Übereinstimmung mit der Rotation der Kurbelwelle dreht und die Zähne des Rotors vor dem elektromagnetischen Aufnehmer vorbeistreichen, ein Drehzahl-Impulssignal SG1 ab.

Ein Zylindersensor 41 ist im Verteiler 27 vorgesehen, um eine Vielzahl von während einer Drehung des Rotors ausgegebener Signale zu erfassen und dadurch jeden Zylinder zu unterscheiden.

Ein VVT 46 ist zwischen der Einlaß-Nockenwelle 13 und der Verstellrolle 15 angeordnet. Der VVT 46 dient zur Änderung der Phase der Nockenwelle 13 in bezug auf die Rotation der Verstellrolle 15 sowie schließlich der Rotation der Kurbelwelle 7, wodurch die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 in bezug auf den Kurbelwinkel kontinuierlich verändert wird. Der VVT 46 wird mittels Hydraulikdruck angesteuert.

Der Aufbau des VVT 46 wird nachstehend unter Bezugnahme auf die Fig. 2 bis 5 näher beschrieben.

Die Einlaß-Nockenwelle 13 ist drehbar zwischen dem Zylinderkopf 3 und einem Lagerdeckel 48 durch einen am Umfang der Einlaß-Nockenwelle 13 vorgesehenen Achszapfen 47 gelagert. Die Verstellrolle 15 ist an der außenliegenden Fläche der Einlaß-Nockenwelle 13 in der vorderseitigen (linksseitig in den Fig. 2 und 4) Umgebung des Achszapfens 47 befestigt, um gegenüber der

Einlaß-Nockenwelle 13 drehbar zu sein. Die Verstellrolle 15 und der Verstellriemen 17 besitzen beide eine Vielzahl von Zähnen (von denen nur eine Seite dargestellt ist), die miteinander in Eingriff stehen.

Ein im wesentlichen zylindrischer innerer Aufsatz bzw. eine Abdeckung 51 ist an dem Vorderende der Einlaß-Nockenwelle 13 mittels einer hohlen Schraube 52 und einem Bolzen 53 befestigt, um zusammen mit der Nockenwelle 13 drehbar zu sein. Eine Abdeckung 55 mit einem Stopfen 54 ist mittels einer Vielzahl von Schrauben 56 und Bolzen 57 an der Verstellrolle 15 angebracht, um zusammen mit der Rolle 15 drehbar zu sein. Die Abdeckung 55 bedeckt den vorderen Endbereich der Einlaß-Nockenwelle 13 und die innere Abdeckung 51 vollständig.

Die Steuerrolle 15 und die Einlaß-Nockenwelle 13 sind zur Einstellung der Steuerung bzw. Verstellung über ein Tellerrad 58 aneinander gekoppelt, welches zwischen der Abdeckung 55 und der inneren Abdeckung 51 angeordnet ist. Das Tellerrad 58 ist im wesentlichen ringförmig und befindet sich in dem durch die Verstellrolle 15, die Abdeckung 55 und die innere Abdeckung 51 umschlossenen Raum S.

Das Tellerrad 58 bewegt sich zwischen einer ersten Lage und einer zweiten Lage hin und her. In der ersten Lage stößt das Tellerrad 58 an der Abdeckung 55 an. Zu diesem Zeitpunkt sind die Dreh- oder Rotationsphase der Nockenwelle 13 in bezug auf die Kurbelwelle 7 und die Betriebseinstellung der Einlaßventils 11 in bezug auf die Rotation der Kurbelwelle 7 längstmöglich verzögert bzw. in Richtung "spät" eingestellt. Die dann vorliegende Betriebseinstellung der Einlaß-Nockenwelle 13 wird als erste Betriebseinstellung bezeichnet.

In der zweiten Lage stößt das Tellerrad 58 gegen die Verstellrolle 15 an. Zu diesem Zeitpunkt eilt die Rotationsphase der Nockenwelle 13 in bezug auf die Kurbelwelle 7 weitestmöglich voraus, und die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 ist die früheste. Die dann vorliegende Betriebseinstellung der Einlaß-Nockenwelle 13 wird als zweite Betriebseinstellung bezeichnet.

Eine Vielzahl von Zähnen 58a bzw. 58b ist an den inneren bzw. äußeren Oberflächen des Tellerrads 58 vorgesehen. Eine Vielzahl von Zähnen 51a bzw. 55b ist an der äußeren Oberfläche der inneren Abdeckung 51 bzw. der inneren Oberfläche der Abdeckung 55 in Zuordnung zu den Zähnen 58a bzw. 58b vorgesehen. Diese Zähne 58a, 58b, 51a und 55b sind Spiralzähne, die die Achse der Einlaß-Nockenwelle 13 schneiden. Die Zähne 51a stehen mit den Zähnen 58a und die Zähne 55b stehen mit den Zähnen 58b in Eingriff.

Das Ineinandergreifen dieser Zähne erlaubt die Übertragung der Drehbewegung der Verstellrolle 15 über die Abdeckung 55, das Tellerrad 58 und die innere Abdeckung 51 auf die Einlaß-Nockenwelle 13. Da die Zähne 58a, 58b, 51a und 55b Spiralzähne sind, wird dann, wenn sich das Tellerrad 58 in horizontaler Richtung bewegt, die Verdrehungskraft auf die innere Abdeckung 51 und die Abdeckung 55 geleitet. Demzufolge rotiert die Einlaß-Nockenwelle 13 relativ zu der Verstellrolle 15.

In dem Raum S sind eine erste Öldruckkammer 59 an der Vorderseite der Tellerrads 58 und eine zweite Öldruckkammer 61 auf der Rückseite des Tellerrads 58 ausgebildet. Zur Zuführung von Schmieröl zu den einzelnen Ölkammern 59 und 61 wird eine Ölpumpe 62 eingesetzt, wie dies in Fig. 1 dargestellt ist. Die Ölpumpe 62 ist antreibbar mit der Kurbelwelle 7 gekoppelt und wird entsprechend dem Betrieb der Brennkraftmaschi-

ne 1 aktiviert, um das Schmieröl aus einer Ölwanne 63 herauszupumpen und um es in die Ölwanne 63 zurückzuleiten. Fremdschmutzstoffe wie beispielsweise Metallabrieb und Metallspäne in dem zurückgeleiteten Schmieröl werden durch einen Ölfilter 64 herausgefiltert. Das den Ölfilter 64 passierende Schmieröl wird den einzelnen Öldruckkammern 59 und 61 zugeführt.

Wie in den Fig. 2 und 4 dargestellt, steht die Ölpumpe 62 mit der ersten Ölkammer 59 über einen ersten Ölzufuhrkanal in Verbindung, der nachstehend im Einzelnen diskutiert werden wird. Ein sich in vertikaler Richtung erstreckender Kopfölkanal 66 ist in dem Zylinderkopf 3 und dem Lagerdeckel 48 ausgebildet. Eine sich parallel zu dem Kopfölkanal 66 erstreckende Kopfbohrung 67 ist in dem Lagerdeckel 48 ausgebildet. Eine Achszapfen- nut 68, die mit der Ölbohrung 67 in Verbindung steht, ist für die Einlaß-Nockenwelle 13 über die gesamte Oberfläche des Achszapfens 47 verlaufend ausgebildet.

Ein sich entlang der Achse der Einlaß-Nockenwelle 13 erstreckender Wellenölkanal 69 ist in der Nockenwelle 13 ausgebildet. Der Wellenölkanal 69 wird durch eine mittig im Wellenölkanal 69 angeordnete Kugel 71 in einen vorderen Abschnitt und einen hinteren Abschnitt unterteilt. Eine Durchbohrung 72, die bewirkt, daß die Achszapfen- nut 68 mit dem Wellenölkanal 69 in Verbindung steht, ist durch die Nockenwelle 13 hindurch gebohrt. Der vordere Abschnitt des Wellenölkansals 69 steht mit der ersten Öldruckkammer 69 über ein Mittelloch 52a der hohlen Schraube 52 in Verbindung. Der Kopfölkanal 66, die Durchbohrung 67, die Achszapfen- nut 68, die Durchbohrung 72, der Wellenölkanal 69 und das Mittelloch 52a bilden den ersten Ölzufuhrkanal.

Die Ölpumpe 62 steht mit der zweiten Öldruckkammer 61 über einen zweiten Ölzufuhrkanal in Verbindung, der nachstehend im Einzelnen diskutiert werden wird. Eine sich parallel zu der Durchbohrung 67 erstreckende Durchbohrung 74 ist in dem Lagerdeckel 48 ausgebildet. Eine Achszapfen- nut 75, die mit der Durchbohrung Öffnung 74 in Verbindung steht, ist über die gesamte Oberfläche des Achszapfens 47 der Einlaß-Nockenwelle 13 verlaufend ausgebildet. Ein sich parallel zu dem Wellenölkanal 69 erstreckender Wellenölkanal 76 ist in der Einlaß-Nockenwelle 13 ausgebildet. Die rückwärtige Hälfte des Wellenölkansals 76 ist mit der Achszapfen- nut 75 und die vorderseitige Hälfte des Wellenölkansals 76 ist mit der zweiten Öldruckkammer 61 über eine zwischen der Einlaß-Nockenwelle 13 und der inneren Abdeckung 51 vorgesehene Durchbohrung 77 verbunden. Der vorstehend erwähnte Kopfölkanal 66, die Durchbohrung 74, die Achszapfen- nut 75, der Wellenölkanal 76 und die Durchbohrung 77 bilden den zweiten Ölzufuhrkanal.

Ein elektromagnetisches, lineares Solenoidventil 78 (nachstehend in Kurzform mit LSV bezeichnet) ist auf halbem Wege zwischen den ersten und zweiten Ölzufuhrkanälen vorgesehen, um die die einzelnen Öldruckkammern 59 und 61 beaufschlagenden Öldrücke einzustellen.

Wie in den Fig. 2 und 3 gezeigt, weist ein Gehäuse 79 des LSV 78 eine erste Öffnung 81, eine zweite Öffnung 82, eine dritte Öffnung 83, eine vierte Öffnung 84 und eine fünfte Öffnung 85 auf, die erlauben, daß die Innenseite und die Außenseite des Gehäuses 79 miteinander in Verbindung stehen. Die erste Öffnung 81 ist mit der Durchbohrung 67 und die zweite Öffnung 82 ist mit der Durchbohrung 74 verbunden. Die dritte und die vierte Öffnung 83 und 84 sind über eine in dem Lagerdeckel ausgebildete Durchbohrung 86 mit der Ölwanne 63 ver-

bunden. Die fünfte Öffnung 85 ist über den Kopfölkanal 66 und den Ölfilter 64 mit der Ölpumpe 62 verbunden.

Ein Spulenkörper 87 mit vier zylindrischen Ventilkörpern 87a ist hin- und herbeweglich in dem Gehäuse 79 angeordnet. Der Spulenkörper 87 wird durch die Einwirkung einer Feder 88 und eines elektromagnetischen Solenoids 89, die an jeweils jedem Ende des Spulenkörpers 87 vorgesehen sind, in axialer Richtung bewegt.

Wird beispielsweise der Spulenkörper 87 nach vorne (im Diagramm nach links) bewegt, wie in Fig. 5 gezeigt, so steht die fünfte Öffnung 85 mit der ersten Öffnung 81 in Verbindung, und die zweite Öffnung 82 steht mit der vierten Öffnung 84 in Verbindung. Der den Kopfölkanal 66 beaufschlagende Öldruck wird von dem LSV 78 über die Durchbohrung 67, die Achszapfennut 68, die Durchbohrung 72, den Wellenölkanal 69 und das Mittelloch 52a der ersten Öldruckkammer 59 zugeführt. Wenn dieser Öldruck dem Tellerrad 58 von dessen Vorderseite her zugeführt wird, dreht sich das Tellerrad 58, während es sich gegen den Druck des Schmieröls in der zweiten Öldruckkammer 61 nach hinten bewegt. Zu diesem Zeitpunkt wird die Verdrehungskraft auf die innere Abdeckung 51 und die Abdeckung 55 geleitet.

Daraus resultierend ändert sich die Drehphase der Einlaß-Nockenwelle 13 in bezug auf die Verstellrolle 15, so daß infolgedessen die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 in Vorwärtsrichtung bzw. in Richtung voreilend verstellt wird. Hinsichtlich des obigen Betriebsablaufs wird unter Bezugnahme auf das Ventilsteuerdiagramm gemäß Fig. 7B ersichtlich, daß der gesamte Öffnungsbereich des Einlaßventils 11 verschoben wird, um die Öffnungszeiten des Ventils 11 in Vorwärtsrichtung zu verstellen, so daß die Ventilüberschneidungsphase, während der dieses Ventil 11 und das Auslaßventil 12 beide geöffnet sind, zunimmt.

Wenn das Tellerrad 58 gegen die Verstellrolle 15 stößt und in Übereinstimmung mit der rückwärtsgerichteten Bewegung des Tellerrads 58 in der zweiten Lage anhält, ist die Steuerung zum Öffnen oder zum Schließen des Einlaßventils 11 weitestmöglich in Vorwärtsrichtung verstellt.

Wenn der Spulenkörper 87 des LSV 78 nach hinten (im Diagramm nach rechts) bewegt wird, wie in Fig. 4 dargestellt, steht die fünfte Öffnung 85 mit der zweiten Öffnung und die erste Öffnung 81 mit der dritten Öffnung 83 in Verbindung. Der den Kopfölkanal beaufschlagende Öldruck wird durch das LSV 78 über die Durchbohrung 74, die Achszapfennut 75, den Wellenölkanal 76 und die Durchbohrung 77 der zweiten Öldruckkammer 61 zugeführt. Wird dieser Öldruck dem Tellerrad 58 von dessen rückwärtigen Seite her zugeführt, rotiert das Tellerrad 58, während es sich in axialer Richtung gegen den Druck des Schmieröls in der ersten Öldruckkammer 59 bewegt. Demgemäß wird die Verdrehungskraft der inneren Abdeckung 51 und der Abdeckung 55 zugeführt. Als Ergebnis ändert sich die Drehphase der Einlaß-Nockenwelle 13 in bezug auf die Verstellrolle 15, so daß infolgedessen die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 in Rückwärtsrichtung bzw. in Richtung "spät" verstellt wird.

Hinsichtlich des obigen Betriebsablaufs wird unter Bezugnahme auf das Ventilsteuerdiagramm gemäß Fig. 7A ersichtlich, daß der gesamte Öffnungsbereich des Einlaßventils 11 verschoben wird, um das Öffnen des Ventils 11 zu verzögern, so daß die Ventilüberschneidungsphase abnimmt. Wenn das Tellerrad 58 an die Abdeckung 55 anstößt und in Übereinstimmung mit der Vorwärtsbewegung des Tellerrads 58 in der ersten Lage

anhält, ist die Steuerung zum Öffnen oder zum Schließen des Einlaßventils 11 weitestgehend verzögert.

Aufgrund des obenstehend beschriebenen Aufbaus des VVT 46 kann die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 und schließlich die Ventilüberschneidungsphase kontinuierlich zwischen dem in Fig. 7A gezeigten Zustand und dem in Fig. 7B gezeigten Zustand durch Aktivieren des VVT 46 geändert werden.

Wie in Fig. 1 dargestellt, weist der Zylinderkopf 3 einen Nockenwinkelsensor 42 auf. Dieser Sensor umfaßt einen (nicht gezeigten) Rotor, der an der Einlaß-Nockenwelle 13 angebracht ist, um zusammen mit der Welle 13 drehbar zu sein, sowie einen gegenüberliegend und in der Umgebung des Rotors vorgesehenen (nicht gezeigten) elektromagnetischen Aufnehmer. Der Rotor besteht aus einem scheibenförmigen magnetischen Element, welches eine Vielzahl von Zähnen am Umfang aufweist. Der elektromagnetische Aufnehmer gibt jedesmal dann, wenn der Rotor in Übereinstimmung mit der Rotation der Kurbelwelle 7 rotiert und die Zähne des Rotors vor dem elektromagnetischen Aufnehmer vorbeistreichen, ein Nockenwinkel-Impulssignal SG2 ab.

Eine ECU 91 wird zur auf der Grundlage der Ausgangssignale der vorstehend erwähnten verschiedenen Sensoren 34 bis 42 erfolgenden Steuerung der einzelnen Einspritzventile 25, der einzelnen Zündvorrichtungen 28 und des LSV 78 eingesetzt. Die ECU 91 umfaßt eine CPU 92, einen Festspeicher (ROM) 93, einen Speicher mit wahlfreiem Zugriff (RAM) 94, einen Sicherungsspeicher mit wahlfreiem Zugriff (Sicherungs-RAM) 95, eine Eingangs-Schnittstellenschaltung 96 und eine Ausgangs-Schnittstellenschaltung 97. Diese Schaltungsanordnungen 92 bis 97 sind über einen Bus 98 miteinander verbunden.

Vorbestimmte Steuerprogramme und Anfangsdaten sind vorab im ROM 93 abgelegt. Das ROM 93 speichert beispielsweise die in den Fig. 8 und 12 gezeigten Routinen, die zur Berechnung der Kraftstoffeinspritzzeit verwendet werden. Das ROM 93 speichert ebenfalls Daten bezüglich der in den Fig. 9 bis 11 gezeigten Tabellen. Die Tabellen werden nachstehend beschrieben.

In Übereinstimmung mit den Steuerprogrammen und den Anfangsdaten, die in dem ROM 93 abgelegt sind, führt die CPU 92 verschiedene Operationen aus. Das RAM 94 speichert temporär die Ergebnisse der durch die CPU 92 ausgeführten Operationen. Das Sicherungs-RAM 95 wird durch eine (nicht gezeigte) Batterie gesichert, so daß es selbst nach einer Unterbrechung der Stromversorgung der ECU 91 verschiedene Arten von Daten im RAM 94 halten kann.

Mit der Eingangs-Schnittstellenschaltung 96 sind der vorstehenden erwähnte Kühlmittelsensor 34, der Ansauglufttemperatursensor 35, der Drosselklappensensor 36, der Ansaugluftdrucksensor 37, der Außenluftdrucksensor 38, der Sauerstoffsensoren 39, der Drehzahlsensor 40, der Zylindersensor 41 und der Nockenwinkelsensor 42 verbunden. Mit der Ausgangs-Schnittstellenschaltung 97 sind die Einspritzventile 25, die Zündvorrichtungen 28 und das LSV 78 verbunden.

Die CPU 92 empfängt die Erfassungssignale von den einzelnen Sensoren 34 bis 42 über die Eingangs-Schnittstellenschaltung 96. Auf der Grundlage dieser Eingangssignale berechnet die CPU 92 die Drehzahl NE, einen Verstellwinkel Θ und dergleichen. Auf der Grundlage der berechneten Werte aktiviert die CPU 92 die Einspritzventile 25, die Zündvorrichtungen 28 und das LSV 78, um die Kraftstoffeinspritzmengensteuerung, Zünd-

zeitpunktsteuerung und Ventileinstellungssteuerung durchzuführen.

Beispielsweise berechnet die CPU 92 die Drehzahl NE durch Messen des Zeitintervalls des durch den Drehzahlsensor 40 abgegebenen Drehzahlsignals SG1. Die CPU 93 berechnet die Rotationsphase der Nockenwelle 13 oder den Verstellwinkel Θ auf der Grundlage der Anzahl der Impulse des Drehzahlsignals SG1, die bis zum auf den Empfang des Drehzahlsignals SG1 aufgrund der Erzeugung des Nockenwinkelsignals SG2 hin folgenden Empfang eines vorbestimmten Bezugsdrehzahlsignals SG1 empfangen wurde. Der Verstellwinkel Θ ist der Winkel der Einlaß-Nockenwelle 13, die durch den VVT 46 verstellt wird, um die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 einzustellen.

Daten über die optimalen Zündzeitpunkte entsprechend den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine 1 werden zur Zündzeitpunktsteuerung vorab im ROM 93 abgelegt. Auf der Grundlage der Erfassungssignale der einzelnen Sensoren 34 bis 42 erfaßt die CPU 92 die Fahrzustände der Brennkraftmaschine 1, wie zum Beispiel die Drehzahl, den Sammelrohrdruck und den Leerlaufzustand. Bezugnehmend auf die Daten im ROM 93 ermittelt die CPU 92 den optimalen Zündzeitpunkt und gibt ein Primärstrom-Sperrsignal an die Zündvorrichtungen 28 ab, um den Zündzeitpunkt zu steuern.

Zur Steuerung der Ventileinstellung liest die CPU 92 den Drosselklappenwinkel TA, die Drehzahl NE, den Verstellwinkel Θ etc., die durch die Sensoren 36, 40, 42 etc. erhalten wurden. Unter Verwendung einer im voraus erstellten Steuertabelle berechnet die CPU 92 einen Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} auf der Grundlage des Drosselklappenwinkels TA, der Drehzahl NE, etc. Die CPU 92 führt eine Rückkopplungssteuerung über das Öffnungsmaß des LSV 78 derart aus, daß der Verstellwinkel Θ mit dem Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} übereinstimmt. Diese Steuerung stellt den beide Druckkammern 59 und 61 des VVT 46 beaufschlagenden Öldruck ein. Die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 wird in Übereinstimmung mit den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine 1 kontinuierlich verändert, wodurch die Ventilüberschneidungsphase kontinuierlich eingestellt wird.

Die Einstellung der Ventilüberschneidungsphase vergrößert den Luftaufwand in jeder Verbrennungskammer 8. Der Luftaufwand ist das Verhältnis aus dem Gewicht der tatsächlich dem Zylinder 4 zugeführten Luft und dem Gewicht der Luft, welche den Kolbenhubraum unter Normalbedingungen (20°C, 760 mmHG und Luftfeuchtigkeit 65%) einnimmt. Der Kolbenhubraum ist das Volumen des Raums von dem unteren Totpunkt des Kolbens 5 zu dem oberen Totpunkt. Eine Erhöhung des Luftaufwands kann insbesondere im Bereich hoher Last und hoher Drehzahl der Brennkraftmaschine 1 wirksam die Ausgangsleistung der Brennkraftmaschine 1 erhöhen.

Wie vorstehend bereits erwähnt wird das in der Verbrennungskammer 8 verbrannte Gas nicht vollständig aus der Brennkraftmaschine 1 abgeführt, sondern es verbleibt zumindest ein Teil des Gases in der Verbrennungskammer 8. Wenn das Einlaßventil 11 geöffnet ist, strömt das verbleibende Gas in den Ansaugkanal 23 zurück, um dort mit einem nachfolgend zu verbrennenden Luft-Kraftstoff-Gemisch vermischt zu werden, so daß das verbleibende Gas erneut der Verbrennungskammer 8 zugeführt wird. Die Menge des durch eine solche innere EGR zurückströmenden Gases ist durch Verändern der Ventilüberschneidungsphase einstellbar. Es ist daher wünschenswert, daß die Ventilüberschnei-

dungsphase entsprechend der Einstellung der Ventilsteuerung durch den VVT 46 auf geeignete Weise geändert wird.

Wenn die Menge des zurückgeströmten Gases und damit die Menge des in der Menge der Ansaugluft enthaltenen Gases zunimmt, tritt ein großer Fehler zwischen der Ansaugluftmenge und der nachfolgend zuzuführenden Luftmenge auf. Es ist daher wichtig, die Menge des zurückgeströmten Gases bei der Berechnung der Ansaugluftmenge zu berücksichtigen.

Das Auftreten der EGR weist einen engen Bezug zu dem Sammelrohrdruck PM und dem Abgasdruck P_{ex} stromabwärts des Auslaßventils 12 im Auslaßkanal 32 auf. Das Niveau des Abgasdrucks ist mit dem Niveau des atmosphärischen Drucks korreliert. Ist die Drehzahl NE niedrig und die Ventilüberschneidungsphase lang, so ist der Abgasdruck P_{ex} nahezu gleich dem atmosphärischen Druck PA. Unter diesen Umständen wird ein Teil des bereits aus der Verbrennungskammer 8 in den Auslaßkanal 32 abgeführten verbrannten Gases aufgrund des Unterschieds zwischen dem Abgasdruck P_{ex} (\approx PA) und dem Sammelrohrdruck PM in die Verbrennungskammer 8 und den Ansaugkanal 23 zurückgeblasen. Überlegungen führen daher zu dem Ergebnis, daß die Menge des zurückgeströmten Gases stark durch die Differenz zwischen dem atmosphärischen Druck PA und dem Sammelrohrdruck PM oder dem Ladedruck P_b beeinflusst wird. Durch Verwenden des atmosphärischen Drucks PA als Parameter zusätzlich zu der Drehzahl NE, dem Sammelrohrdruck PM und dem Verstellwinkel Θ kann daher der Luftaufwand unter dem Gesichtspunkt der Menge des zurückgeströmten Gases ermittelt werden.

Die Betriebsabläufe des demzufolge ausgestalteten Ausführungsbeispiels werden nachstehend beschrieben.

Das in Fig. 8 gezeigte Ablaufdiagramm veranschaulicht eine Routine unter den einzelnen, durch die CPU 92 ausgeführten Abläufen. Gemäß dieser Routine werden die Menge der durch den Ansaugkanal 23 der Verbrennungskammer 8 zugeführten Ansaugluft sowie die Masse des mittels der Ansaugluft zu verbrennenden Kraftstoffs bzw. die Kraftstoffeinspritzmenge erhalten. Die Kraftstoffeinspritzmenge wird entsprechend der Einspritzzeit, in der Kraftstoff eingespritzt wird während das (nicht gezeigte) Nadelventil des Einspritzventils 25 geöffnet ist, d. h. der Erregungszeit der das Nadelventil betätigenden (nicht gezeigten) Solenoidspule, ermittelt. In der in Fig. 8 gezeigten Routine wird daher die Einspritzzeit TAU als einen die Einspritzmenge betreffenden Parameter berechnet.

In einem Schritt 101 ermittelt die CPU 92 zuerst, ob die Brennkraftmaschine 1 soeben gestartet wurde. Diese Ermittlungsbedingung ist beispielsweise erfüllt, wenn der Anlasser betätigt wird und die Drehzahl NE gleich oder kleiner als ein vorbestimmter Wert (z. B. 400 1/min) ist. Ist diese Ermittlungsbedingung erfüllt, so bestimmt die CPU 92, daß es schwierig ist, die Ansaugluftmenge genau zu erfassen, da die Brennkraftmaschine 1 soeben gestartet wurde, und schreitet zu einem Schritt 102 fort. In Schritt 102 ermittelt die CPU 92 die Einspritzzeit TAU entsprechend einer vorbestimmten Tabelle oder Formel auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur aus dem Kühlmitteltemperatursensor 34, der Ansauglufttemperatur THA aus dem Ansauglufttemperatursensor 35 und dem atmosphärischen Druck aus dem Außenluftdrucksensor 38. Nach dem Erhalt der Einspritzzeit TAU beendet die CPU 92 zeitweilig diese Routine.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 101 nicht erfüllt, so ermittelt die CPU 92, daß die Brennkraftmaschine 1 in Betrieb ist und sich in einem nahezu stabilen Zustand befindet, und liest in einem Schritt 103 die Drehzahl NE und den Verstellwinkel Θ . Die CPU 92 liest ebenfalls den durch den Außenluftdrucksensor 38 erfaßten atmosphärischen Druck PA sowie den durch den Ansaugluftsensor 37 erfaßten Sammelrohrdruck PM und berechnet die Differenz zwischen beiden Drücken (PA - PM), um den Ladedruck Pb zu erhalten.

Dieser Ladedruck Pb ist umgekehrt proportional zu der Last der Brennkraftmaschine 1. Im Leerlaufzustand beispielsweise oder im Zustand geringer Last, in dem der Einlaßkanal 23 durch die Drosselklappe 19 verschlossen ist, ist der Sammelrohrdruck PM niedrig und der Ladedruck wird groß. Im Zustand maximaler Last, in dem der Einlaßkanal 23 durch die Drosselklappe 19 weit geöffnet ist, wird der Sammelrohrdruck PM hoch, um sich dem atmosphärischen Druck PA anzugleichen, und der Ladedruck Pb wird demzufolge kleiner.

Die CPU 92 berechnet einen Kompensationskoeffizienten KTP auf der Grundlage der Drehzahl NE, dem Ladedruck Pb und dem Verstellwinkel Θ . Der Kompensationskoeffizient KTP wird zur Ermittlung der Ansaugluftmenge verwendet und ist zu dem Luftaufwand äquivalent. Zur Ermittlung des Kompensationskoeffizienten KTP werden dreidimensionale Tabellen bzw. Kennfelder verwendet, wie sie in den Fig. 9 bis 11 dargestellt sind. In diesen Tabellen wird ein Kompensationskoeffizient für jede der Kombinationen aus drei Werten aufgetragen: aus den Werten für die Drehzahl NE, die Last und den Verstellwinkel Θ werden zwei beliebige als Parameter gewählt und dem Verbleibenden ein gegebener Wert zugewiesen. Infolgedessen zeigen die in diesen Diagrammen aufgetragenen Kompensationskoeffizienten gemeinsame Werte.

Der Zweck der in den Fig. 9 bis 11 aufgetragenen Kompensationskoeffizienten KTP wird nachstehend beschrieben.

Fig. 9 zeigt den Kompensationskoeffizienten KTP in bezug auf die Last und den Verstellwinkel Θ mit der Drehzahl NE als Konstante. Bei geringer Last oder hohem Ladedruck Pb, wenn der Verstellwinkel Θ und infolgedessen die Ventilüberschneidungsphase groß werden, nimmt die Menge des zurückgeströmten Gases zu. Als Resultat nimmt der Anteil der frisch zugeführten Luft in der Ansaugluftmenge drastisch ab. Fig. 9 zeigt einen Abfall des Kompensationskoeffizienten KTP, der diese drastische Änderung widerspiegelt. Es wird ersichtlich, daß der Kompensationskoeffizient KTP in dem Bereich, in dem der Verstellwinkel Θ klein ist, zeitweilig mit zunehmendem Verstellwinkel Θ zunimmt. Dies beruht auf einer Zunahme der frisch zugeführten Luft. Dies beruht ebenfalls darauf, daß sich die Schließzeit des Einlaßventils 11 mit zunehmendem Verstellwinkel Θ oder zunehmender Ventilüberschneidungsphase dem Zeitpunkt, zu dem der Kolben 5 den unteren Totpunkt erreicht, annähert. Eine Zunahme des Luftaufwandes überwiegt eine durch den Anstieg der Menge des zurückgeströmten Gases verursachten Abnahme an frisch zugeführter Luft.

Bezugnehmend auf Fig. 9 ändert sich dann, wenn die Last groß oder der Ladedruck Pb niedrig ist, die Menge an zurückgeströmtem Gas selbst dann kaum, wenn sich der Verstellwinkel Θ ändert. Dies ist deshalb so, weil ein Rückstrom des Abgases aufgrund der Tatsache, daß der Sammelrohrdruck PM bei großer Ventilüberschneidungsphase nahezu gleich dem Abgasdruck ist, nicht

auftritt. Der Kompensationskoeffizient KTP ändert sich deshalb aufgrund der Trägheit der Ansaugluft.

Allgemein nimmt der Kompensationskoeffizient KTP ein Maximum an, wenn im Bereich niedriger Drehzahlen die Last hoch und der Verstellwinkel Θ klein sind, d. h., wenn das Einlaßventil früher bzw. schneller geschlossen wird. Sind im Bereich hoher Drehzahlen die Last hoch und der Verstellwinkel Θ klein, so nimmt der Kompensationskoeffizient KTP ein Minimum an (vgl. Fig. 11).

Die Fig. 10 und 11 zeigen den Kompensationskoeffizienten KTP bezogen auf die Last und die Drehzahl NE mit dem Verstellwinkel Θ als Konstante. Fig. 10 zeigt den Fall, in dem der Verstellwinkel Θ auf einen kleinen Wert eingestellt ist, und Fig. 11 zeigt den Fall, in dem der Verstellwinkel größer als der Wert gemäß Fig. 10 eingestellt ist.

Ist der Verstellwinkel Θ bei hohem Ladedruck Pb auf einen kleinen konstanten Wert eingestellt, wird die Ventilüberschneidungsphase mit abnehmender Drehzahl NE länger, so daß die Menge an zurückgeströmtem Gas zunimmt. Der Kompensationskoeffizient KTP neigt daher dazu, nahezu proportional zu der Drehzahl NE zuzunehmen, wie dies aus Fig. 10 ersichtlich ist.

Ist der Ladedruck Pb hoch und ist der Verstellwinkel Θ groß (Fig. 11), so neigt der Kompensationskoeffizient KTP dazu, kleiner zu werden als derjenige in dem Fall, in dem der Verstellwinkel klein ist (Fig. 10). Dieses Phänomen ist ebenfalls aus Fig. 9 ersichtlich.

Ist, wie vorhergehend bereits erwähnt, der Ladedruck Pb niedrig, so ändert sich die Menge an zurückgeströmtem Gas ungeachtet des Verstellwinkels Θ nur wenig. Es sollte nochmals bemerkt werden, daß den Kompensationskoeffizienten KTP in der Hauptsache die Trägheit der Ansaugluft beeinflußt. Wenn der Verstellwinkel Θ klein und die Schließzeit des Einlaßventils 11 verzögert sind, so nimmt daher der Kompensationskoeffizient KTP mit zunehmender Drehzahl NE zu. Im entgegengesetzten Fall wird der Kompensationskoeffizient mit zunehmender Drehzahl NE kleiner.

Ist der für die momentane Drehzahl NE geeignete Kompensationskoeffizient KTP anhand der Tabellen gemäß der Fig. 9 bis 11 ermittelt, so schreitet die CPU 92 zu einem Schritt 104 fort und berechnet die Masse GN der in einem Ansaughub dem Zylinder 4 zuzuführenden Luft gemäß der folgenden Gleichung (1).

$$GN = K_1 \cdot PM \cdot KT \quad (1)$$

worin K_1 ein Koeffizient ist zur Umwandlung des Sammelrohrdrucks PM in die Luftmasse GN, wenn frisch zugeführte Luft einer vorbestimmten Dichte, die diesen Sammelrohrdruck PM besitzt, durch den Kolbenhub zugeführt wird. K_1 ist mit anderen Worten ein Koeffizient bezüglich PM und GN, wenn der Kompensationskoeffizient KTP "1" ist. K_1 wird durch die folgende Gleichung (2) ausgedrückt.

$$K_1 = (1/760 \text{ mmHg}) \cdot (\text{Kolbenhub pro Umdrehung der Brennkraftmaschine}) \cdot (\text{spezifisches Gewicht der Luft}) \quad (2)$$

Daraufhin berechnet die CPU 92 in einem Schritt 105 die Grundeinspritzzeit TP gemäß der nachfolgenden Gleichung (3).

$$TP = K_{INJ} \cdot GN \quad (3)$$

worin K_{IN} ein zur Umwandlung der Luftmasse GN in die Grundeinspritzzeit TP verwendeter Koeffizient und durch die Flußrate des einzuspritzenden Kraftstoffs durch das Einspritzventil 25, den Druck des dem Einspritzventil 25 zuzuführenden Kraftstoffs aus der Kraftstoffpumpe oder dergleichen bestimmt ist.

In einem nachfolgenden Schritt 106 berechnet die CPU 92 die Einspritzzeit TAU gemäß der nachfolgenden Gleichung (4) und beendet dann zeitweilig diese Routine.

$$TAU = TP \cdot FK \quad (4)$$

worin FK ein Koeffizient ist, der auf der Grundlage verschiedener Koeffizienten berechnet und zur Kompensation der Einspritzzeit verwendet wird. Die verschiedenen Koeffizienten umfassen die Koeffizienten, die die Ansauglufttemperatur, den Leerlauf und den Start der Brennkraftmaschine, die Leistung der Brennkraftmaschine und die Rückkopplungssteuerung des Luft-Kraftstoff-Gemisches betreffen. Diese Koeffizienten werden nachstehend beschrieben. Der Koeffizient für die Ansauglufttemperatur dient zur Kompensation eines Fehlers im Luft-Kraftstoff-Verhältnis eines Luft-Kraftstoff-Gemisches (dem Verhältnis des Gewichts der Luft zu dem Gewicht des Kraftstoffs). Der Fehler wird durch die unterschiedliche Dichte der Ansaugluft bei verschiedenen Temperaturen verursacht. Der Koeffizient wird auf der Grundlage der Ansauglufttemperatur THA ermittelt.

Der den Leerlauf betreffende Koeffizient wird zur Erhöhung der Grundeinspritzzeit TP verwendet, um die Laufeigenschaften bei kalter Brennkraftmaschine zu verbessern, und wird auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur THW ermittelt. Der den Start der Brennkraftmaschine betreffende Koeffizient dient zur Stabilisierung der Drehzahl unmittelbar nach dem Start der Brennkraftmaschine und wird auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur THW ermittelt.

Der die Leistung der Brennkraftmaschine betreffende Koeffizient dient zur Erhöhung der Grundeinspritzzeit TP, wenn die Brennkraftmaschine 1 in einem Fahrzustand arbeitet, in dem die Brennkraftmaschine 1 oder der Katalysator 31 leicht überhitzt werden. Diese Kompensation verbessert die Steuerbarkeit bzw. die Laufeigenschaften bei hoher Last der Brennkraftmaschine 1 und unterdrückt den Anstieg der Katalysatortemperatur. Der die Leitung der Brennkraftmaschine betreffende Koeffizient wird auf der Grundlage des Sammelrohrdrucks PM, der Drehzahl NE und des Drosselklappenwinkels TA ermittelt.

Der die Rückkopplungssteuerung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses betreffende Koeffizient dient zur Kompensation der Grundeinspritzzeit TP derart, daß das Luft-Kraftstoff-Verhältnis des Luft-Kraftstoff-Gemisches mit dem theoretischen Luft-Kraftstoff-Verhältnis übereinstimmt. Das theoretische Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist das Luft-Kraftstoff-Verhältnis des Luft-Kraftstoff-Gemisches, welches gerade ausreichend Sauerstoff enthält, um den Kraftstoff vollständig zu oxidieren. Zum Zwecke dieser Kompensation ermittelt die CPU 92 auf der Grundlage des Signals aus dem Sauerstoffsensor 39, ob das momentane Luft-Kraftstoff-Verhältnis fetter oder magerer ist als das theoretische Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Die CPU 92 verkürzt die Grundeinspritzzeit TP, wenn das momentane Luft-Kraftstoff-Verhältnis fetter ist als das theoretische, und verlängert die Grundeinspritzzeit TP, wenn das momentane Luft-

Kraftstoff-Verhältnis magerer ist als das theoretische.

Die CPU 92 berechnet den Luftaufwand oder den Kompensationskoeffizienten KTP auf die vorstehende Art und Weise (Schritt 103). Die CPU 92 berechnet die Ansaugluftmenge oder die Luftmasse GN auf der Grundlage des Kompensationskoeffizienten KTP und dem Sammelrohrdruck PM (Schritt 104).

Daraufhin berechnet die CPU 92 die Einspritzzeit TAU entsprechend der Gleichung (4) und übermittelt über die Ausgangs-Schnittstellenschaltung 97 in einer getrennt vorbereiteten Routine ein Steuersignal entsprechend dem Wert TAU an die Einspritzventile 25. In Übereinstimmung mit diesem Signal werden die Einspritzventile 25 gesteuert, um den Kraftstoff einzuspritzen.

Bei der Berechnung des Kompensationskoeffizienten KTP wird zusätzlich zu der Drehzahl NE und dem Sammelrohrdruck PM der Verstellwinkel Θ der Einlaß-Nockenwelle 13 verwendet, wie vorstehend beschrieben wurde. Da dieser Verstellwinkel Θ der Parameter ist, der direkt den Antrieb des VVT 46 betrifft, kann selbst dann der Luftaufwand genau ermittelt werden, wenn sich der Luftaufwand aufgrund einer Änderung in der Schließzeit des Einlaßventils 11 oder einer Änderung in der Ventilüberschneidungsphase ändert.

Im Gegensatz zum Stand der Technik, der lediglich selektiv die Einspritzmengentabellen für die Einstellungen bei niedrigen und hohen Drehzahlen verwendet, ohne den Verstellwinkel Θ zu berücksichtigen, wird eine Änderung der Ansaugluftmenge, die auf einer Änderung des Luftaufwands beruht, kompensiert, so daß die Ansaugluftmenge entsprechend dem Luftaufwand bei einer beliebigen Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 berechnet werden kann.

Zur Berechnung des Kompensationskoeffizienten KTP wird zusätzlich zu der Drehzahl NE, dem Sammelrohrdruck PM und dem Verstellwinkel Θ der atmosphärische Druck PA verwendet. Dieser atmosphärische Druck PA steht in Zuordnung zu dem Abgasdruck P_{EX} und geht zusammen mit dem Sammelrohrdruck PM in die Erzeugung der EGR ein. Da der atmosphärische Druck PA zur Berechnung verwendet wird, kann demzufolge die Ansaugluftmenge unter Berücksichtigung der EGR berechnet werden.

Insbesondere werden in dem ersten Ausführungsbeispiel als Parameter der Unterschied zwischen dem atmosphärischen Druck PA und dem Sammelrohrdruck PM oder dem Ladedruck P_b sowie die Drehzahl NE und der Verstellwinkel Θ verwendet. In dem Bereich, in dem die Drehzahl NE niedrig und die Ventilüberschneidungsphase groß sind, kann die Ansaugluftmenge entsprechend der Menge des zurückgeströmten Gases genau berechnet werden. Wird andererseits die Ansaugluftmenge lediglich aus dem Sammelrohrdruck PM im Einlaßkanal 23 ermittelt, so ändert sich diese Ansaugluftmenge in Übereinstimmung mit dem Pegel des atmosphärischen Drucks PA. Gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel werden der Einfluß dieses atmosphärischen Drucks PA und demzufolge der Einfluß der EGR beseitigt, und die tatsächliche Menge der frisch zugeführten Luft kann ermittelt werden. Nachstehend werden die theoretischen Grundlagen der vorstehenden Ausführungen diskutiert.

Unter der Annahme, daß Q_2 der der in einem Takt auftretenden EGR zugeordnete Volumendurchfluß ist, wird die nachstehende Gleichung (5) erfüllt.

$$Q_2 = C_2 A_2 \Delta t \{ (P_{EX} - PM) \}$$

$$\cong C_2 A_2 \Delta t \sqrt{(PA - PM)} \quad (5)$$

worin

C_2 der äquivalente Durchflußratenkoeffizient des Gaskanals,

A_2 die Fläche der Öffnung des Gaskanals,

Δt die Ventilüberschneidungszeit,

PM der Sammelrohrdruck und

P_{EX} der Druck stromab des Auslaßventils 12 im Auslaßkanal 32 oder der Abgasdruck, der nahezu gleich dem atmosphärischen Druck PA ist, sind.

Unter der Annahme, daß Q_1 der Volumendurchfluß (einschließlich des zurückgeströmten Gases) der in einem Takt zugeführten Luft ist, wird Q_1 näherungsweise gleich dem Kolbenhubvolumen V_s ($Q_1 \cong V_s$).

Aus Gründen der Einfachheit der Beschreibung wird die Temperatur als konstant angenommen. Weiter werden die Volumendurchflüsse Q_1 und Q_2 durch die nachstehenden Gleichungen (6) und (7) in Massendurchflußraten G_1 und G_2 umgewandelt.

$$G_1 = Q_1 \{(PM)/RT\} \\ = V_s \{(PM)/RT\} \quad (6)$$

$$G_2 = Q_2 \{(PM)/RT\} \\ = C_2 A_2 \Delta t \sqrt{(PA - PM)} \{(PM)/RT\} \quad (7)$$

worin R eine Gaskonstante und T die Lufttemperatur im Einlaßkanal 23 sind.

Unter der Annahme, daß G die Menge der frisch zugeführten Luft pro Takt ist, wird die nachstehende Gleichung (8) erfüllt.

$$G = G_1 - G_2 \\ = G_1 \{G_1 - G_2\}/G_1 \\ = G_1 \{1 - (G_2/G_1)\} \\ = G_1 \{1 - [C_2 A_2 \Delta t \sqrt{(PA - PM)}]/V_s\} \\ = PM \{(V_s)/Rt\} [1 - [C_2 A_2 \Delta t \sqrt{(PA - PM)}]/V_s] \quad (8)$$

worin $\{(V_s)/Rt\}$ gleich dem Koeffizienten K_1 der Gleichung (1) und $[1 - [C_2 A_2 \Delta t \sqrt{(PA - PM)}]/V_s]$ gleich dem Kompensationskoeffizienten KTP in Gleichung (1) sind.

Werden die Luftmasse GN pro Umdrehung der Brennkraftmaschine 1 oder die Ansaugluftmenge G durch die Gleichungen (1) und (8) ausgedrückt, so werden GN oder G eine Funktion von PM und $(PA - PM)$. Weiter ist $(PA - PM)$ der einzige Parameter in KTP , der die Last betrifft. Durch Verwenden der in den Fig. 9 bis 11 dargestellten Tabellen, die unter dem Gesichtspunkt des Ladedrucks P_b erstellt werden, können daher als Folge die Ansaugluftmenge und die Grundeinspritzzeit TP berechnet werden, ohne durch den atmosphärischen Druck PA oder die EGR beeinflusst zu werden. Die Genauigkeit der Berechnung der Einspritzzeit TAU und der Antriebssteuerung der Einspritzventile 25 durch die CPU 92 werden in Vergleich zu dem Fall, in dem die Ansaugluftmenge oder die Einspritzzeit TAU einfacher Weise aus dem Sammelrohrdruck PM ermittelt werden, verbessert.

Nachstehend wird unter Bezugnahme auf Fig. 12 ein zweites Ausführungsbeispiel beschrieben. Das zweite Ausführungsbeispiel unterscheidet sich von dem ersten Ausführungsbeispiel in den Inhalten der Routine zur Berechnung der Einspritzzeit durch die CPU 92, insbesondere durch den Prozeß zur Ermittlung des Luftaufwandes oder des Kompensationskoeffizienten KTP . Dieser Unterschied wird nachstehend diskutiert.

Das Verhältnis des Sammelrohrdrucks PM zu dem atmosphärischen Druck PA , (PM/PA) , wird zur Berechnung des Kompensationskoeffizienten KTP aus dem nachfolgenden Grund verwendet. In dem Bereich, in dem die Drehzahl NE hoch ist oder in dem Bereich, in dem die Ventilüberschneidung klein ist, tritt beispielsweise die EGR des Verbrennungsgases nicht entsprechend der Differenz $(PA - PM)$ zwischen dem atmosphärischen Druck PA und dem Sammelrohrdruck PM auf. Das Verbrennungsgas in der Verbrennungskammer 8 wird hauptsächlich im Ausschubhub in dem Moment in den Einlaßkanal 23 zurückgeführt, in dem das Einlaßventil 11 geöffnet ist, und wird im Ansaughub erneut der Verbrennungskammer 8 zugeführt, wodurch die EGR verursacht wird. Der Druck des Verbrennungsgases in der Verbrennungskammer 8 bei geöffnetem Einlaßventil 11 ist nahezu gleich dem atmosphärischen Druck PA . Der Druck des Verbrennungsgases wirkt als Sammelrohrdruck PM , wenn dieses erneut der Verbrennungskammer 8 zugeführt wird. Überlegungen führen daher zum Ergebnis, daß die Menge des zurückgeführten Gases durch eine Änderung dieses Druckes stark beeinflusst wird.

V bezeichnet das Volumen im Zylinder 4, wenn das Einlaßventil 11 geöffnet ist. Ferner kann der Druck des Verbrennungsgases im Ansaughub von dem atmosphärischen Druck PA auf den Sammelrohrdruck PM umgeschaltet werden. Dann kann der Volumendurchfluß Q_2 der während eines Hubs auftretenden EGR anstelle durch die Gleichung (5) durch die nachstehende Gleichung (9) ausgedrückt werden.

$$Q_2 = V \{(PA/PM)\} \quad (9)$$

Das Einsetzen der Gleichung (9) in die Gleichungen (7) und (8) führt zu den folgenden Gleichungen (7a) und (8a).

$$G_2 = \{V \{(PA/PM)\} \{(PM)/RT\}\} \\ = V \{(PA/RT)\} \quad (7a)$$

$$G = PM \{(V_s)/Rt\} [1 - (V/V_s) \{(PA/PM)\}] \quad (8a)$$

$[1 - (V/V_s) \{(PA/PM)\}]$ in Gleichung (8a) ist zu dem Kompensationskoeffizienten KTP äquivalent. Der Kompensationskoeffizient KTP ist daher eine Funktion des Verhältnisses (PA/PM) und nicht der Druckdifferenz $(PA - PM)$.

In Anbetracht des Vorstehenden wird in dem zweiten Ausführungsbeispiel der Kompensationskoeffizient KTP unter Verwendung des Verhältnisses (PM/PA) ermittelt. Der Grund für die Verwendung von (PM/PA) , dem Reziproken von (PA/PM) , ist, daß das Reziproke den Lastfaktor darstellt, der zu "1,0" festgelegt werden kann, wenn die Drosselklappe weit geöffnet oder der Sammelrohrdruck PM gleich dem atmosphärischen Druck PA ist, so daß infolgedessen ein leichteres Verständnis der Bedeutung dieses Wertes gewährleistet ist.

Da der Aufbau der Brennkraftmaschine 1 und der nicht mit der Routine zur Berechnung der Einspritzzeit in Verbindung stehenden peripheren Einheiten derselbe ist wie der des ersten Ausführungsbeispiels, wird auf dessen Beschreibung hier nicht weiter Bezug genommen.

Wird mit der Ausführung der Routine zur Berechnung der Einspritzzeit gemäß Fig. 12 begonnen, so ermittelt die CPU 92 in Analogie zu Schritt 101 gemäß Fig. 8 zuerst in einem Schritt 201, ob die Brennkraftma-

schine 1 soeben gestartet wurde. Wird diese Ermittlungsbedingung erfüllt, so ermittelt die CPU 92, daß es schwierig ist, die Ansaugluftmenge genau zu berechnen und schreitet zu einem Schritt 202 fort. In diesem Schritt 202 ermittelt die CPU 92 die Einspritzzeit TAU gemäß einer vorbestimmten Tabelle oder Gleichung auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur THW, der Ansauglufttemperatur THA und dem atmosphärischen Druck PA, wie in Schritt 102 gemäß Fig. 8. Daraufhin beendet die CPU 92 zeitweilig diese Routine.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 201 nicht erfüllt, so ermittelt die CPU 92, daß die Brennkraftmaschine 1 in Betrieb ist, und ermittelt in einem Schritt 203, ob die Drehzahl NE gleich einem oder größer als ein vorab festgelegter Ermittlungswert α ist. Der Bereich, in dem $NE \geq \alpha$ gilt, entspricht dem zweiten Bereich, in dem das unter Druckänderung während der Ventilüberschneidungsphase aus der Verbrennungskammer 8 in den Einlaßkanal 23 zurückgeführte Verbrennungsgas mit dem nachfolgend zu verbrennenden Luft-Kraftstoff-Gemisch vermischt wird.

Der Bereich, in dem $NE < \alpha$ gilt, entspricht dem ersten Bereich, in dem das während der Ventilüberschneidungsphase temporär in den Auslaßkanal 32 abgeführte Verbrennungsgas aufgrund des Unterschieds zwischen dem Abgasdruck PEX und dem Sammelrohrdruck PM in den Einlaßkanal 23 zurückgeführt wird. Dieses Gas wird mit dem nachfolgend zu verbrennenden Luft-Kraftstoff-Gemisch vermischt.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 203 nicht erfüllt und gilt $NE < \alpha$, so liest die CPU 92 in einem Schritt 205 die Drehzahl NE und den Verstellwinkel Θ und ermittelt die Differenz zwischen dem atmosphärischen Druck PA und dem Sammelrohrdruck PM oder den Ladedruck Pb, wie in Schritt 103 gemäß Fig. 8. Die CPU 92 ermittelt den Kompensationskoeffizienten KTP entsprechend den Werten NE, Pb und Θ unter Verwendung der dreidimensionalen Tabellen gemäß den Fig. 9 bis 11.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 203 erfüllt und gilt $NE \geq \alpha$, so liest die CPU 92 die Drehzahl NE und den Verstellwinkel Θ und ermittelt das Verhältnis des atmosphärischen Drucks PA zu dem Sammelrohrdruck PM. Die CPU 92 ermittelt den Kompensationskoeffizienten KTP entsprechend den Werten NE, PM/PA und Θ unter Verwendung nicht dargestellter Tabellen.

Nach der Ermittlung des Kompensationskoeffizienten KTP in Schritt 204 oder Schritt 205 führt die CPU 92 eine Folge von Abläufen ähnlich denen gemäß den Schritten 104 bis 106 in Fig. 8 aus. Das heißt, die CPU 92 berechnet in einem Schritt 206 die Masse GN der in den Zylinder 4 in einem Ansaugtakt einzufüllenden Luft gemäß der Gleichung (1). Daraufhin berechnet die CPU 92 in einem Schritt 207 die Grundeinspritzzeit TP gemäß der vorstehend erwähnten Gleichung (3), berechnet die Einspritzzeit TAU in einem Schritt 208 gemäß der vorstehend erwähnten Gleichung (4) und beendet daraufhin zeitweilig diese Routine.

Die CPU 92 berechnet den Luftaufwand oder den Kompensationskoeffizienten KTP (Schritte 204 und 205) auf die obenstehende Art und Weise. Die CPU 92 berechnet ebenfalls die Ansaugluftmenge oder die Luftmasse GN auf der Grundlage des Kompensationskoeffizienten KTP und des Sammelrohrdrucks PM (Schritt 206).

Nach der Berechnung der Einspritzzeit TAU übermittelt die CPU 92 in einer getrennt vorbereiteten Routine über die Ausgangs-Schnittstellenschaltung 97 ein

Ansteuersignal entsprechend dem Wert TAU an die Einspritzventile 25. In Übereinstimmung mit diesem Signal werden die Einspritzventile 25 gesteuert, um eine vorbestimmte Kraftstoffmenge einzuspritzen.

Bei der Berechnung des Kompensationskoeffizienten KTP wird zusätzlich zu der Drehzahl NE und dem Verstellwinkel Θ das Verhältnis (PM/PA) als Parameter verwendet, wie vorstehend beschrieben wurde. Der Luftaufwand kann selbst dann genau ermittelt werden, wenn sich der Druck des Verbrennungsgases bei geöffnetem Einlaßventil 11 von dem atmosphärischen Druck PA auf den Sammelrohrdruck PM ändert und dadurch die Menge der internen EGR geändert wird. Gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel wird daher eine Änderung der Ansaugluftmenge, die auf einer Änderung des Luftaufwandes beruht, kompensiert, so daß die Ansaugluftmenge entsprechend dem Luftaufwand bei einer beliebigen Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 wie im ersten Ausführungsbeispiel berechnet werden kann.

Gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel wird die Art und Weise des Berechnens des Kompensationskoeffizienten KTP in Übereinstimmung mit den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine 1 geändert. Die durch die CPU 92 durchgeführte Verarbeitung beinhaltet die Schritte 205 und 204. Wenn die Drehzahl NE kleiner ist als der Ermittlungswert α , so wird in Schritt 205 der Kompensationskoeffizient KTP auf der Grundlage des Druckunterschieds (PA-PM) berechnet. Wenn die Drehzahl NE gleich dem oder größer als der Ermittlungswert α ist, so wird in Schritt 204 der Kompensationskoeffizient KTP auf der Grundlage des Verhältnisses (PM/PA) berechnet. Gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel kann daher die Ansaugluftmenge entsprechend der in Zuordnung zu der EGR stehenden Gasmenge über den gesamten Drehzahlbereich genau berechnet werden.

Nachstehend wird nun ein drittes Ausführungsbeispiel unter Bezugnahme auf die Fig. 13 und 14 beschrieben. Gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel wird dann, wenn der Wert (Θ_a) für den Fall, indem die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 weitestgehend verzögert ist, als der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} gemäß den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine 1 eingestellt wird, eine Abweichung oder eine Differenz zwischen dem Wert Θ_a und dem tatsächlichen Verstellwinkel Θ ermittelt. Der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} wird auf der Grundlage des Drosselklappenwinkels TA, der Drehzahl NE etc. ermittelt, während auf eine vorab spezifizierte Tabelle Bezug genommen wird.

Außerdem wird die ermittelte Differenz als ein Lernwert GVT behandelt. Der Verstellwinkel Θ wird unter Verwendung des Lernwertes GVT kompensiert, und die Lage des Tellerrads 58 des VVT 46 wird derart eingestellt, daß der kompensierte Verstellwinkel Θ_{VT} mit dem Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} übereinstimmt. Der Luftaufwand und die Luftmasse GN werden unter Verwendung des kompensierten Verstellwinkels Θ_{VT} ermittelt. Unter Verwendung dieser Luftmasse GN wird der Zündzeitpunkt berechnet. Das dritte Ausführungsbeispiel unterscheidet sich in bemerkenswerter Weise von dem ersten und dem zweiten Ausführungsbeispiel in den obenstehend genannten Punkten. Da die weiteren Strukturen dieselben sind wie diejenigen des ersten Ausführungsbeispiels, wird auf ihre hier nicht weiter Beschreibung eingegangen.

Das Ablaufdiagramm gemäß Fig. 13 veranschaulicht eine Ventilsteuerungsroutine in dem durch die CPU 92

ausgeführten Ablauf. In dieser Routine wird der vorstehend erwähnte, kompensierte Verstellwinkel Θ_{VT} berechnet. Dieser Verstellwinkel Θ_{VT} wird zur Einstellung der Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 verwendet. Das Ablaufdiagramm gemäß Fig. 14 veranschaulicht eine Zündzeitpunktberechnungsroutine unter Verwendung des kompensierten Verstellwinkels Θ_{VT} , der in der Ventilsteuerungsroutine berechnet wurde.

Nachstehend wird die Ventilsteuerungsroutine gemäß Fig. 13 diskutiert.

In einem Schritt 301 mißt die CPU 92 das Zeitintervall zwischen der Zeit, zu der das Drehzahlsignal SG1 von dem Drehzahlsensor 40 abgegeben wird wenn das Nockenwinkelsignal SG2 von dem Nockenwinkelsensor 42 abgegeben wird, und der Zeit, zu dem ein vorbestimmtes Bezugsdrehzahlsignal abgegeben wird, und berechnet den tatsächlichen Verstellwinkel Θ der Nockenwelle 13 in Bezug auf die Kurbelwelle 7 auf der Grundlage der gemessenen Zeit.

In einem nächsten Schritt 302 ermittelt die CPU 92, ob der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} auf den vorbestimmten Wert Θ_a (z. B. Null) eingestellt ist.

Zu diesem Zeitpunkt sollte, sofern kein Fehler in der Sensoranordnung oder keine Änderung der Sensorposition über die Zeit vorliegt und der tatsächliche Verstellwinkel Θ mit diesem Sollwert Θ_a in dieser Routine übereinstimmt, sich das Tellerrad 58 in der ersten Lage oder in der Lage, in der das Tellerrad 58 gegen die Abdeckung 55 stößt, befinden. Falls irgendein Fehler in der Sensoranordnung oder irgendeine Änderung der Sensorposition über die Zeit vorliegt, so wird andererseits selbst dann, wenn das Tellerrad 58 in die erste Lage bewegt wird, seine weitere Bewegung durch die Abdeckung 55 begrenzt. Dies kann zu dem Fall führen, in dem der tatsächliche Verstellwinkel Θ nicht mit dem Soll-Verstellwinkel Θ_a übereinstimmt.

Ist in Schritt 302 der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} nicht auf den vorbestimmten Wert Θ_a (Null) eingestellt oder ist, selbst wenn eine solche Einstellung erfolgt ist, in Schritt 303 eine vorbestimmte Zeitdauer seit dem Konvergieren des tatsächlichen Verstellwinkels Θ in den Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} nicht verstrichen, so schreitet die CPU 92 zu einem Schritt 305 fort, ohne den Schritt 304 auszuführen.

In Schritt 305 kompensiert die CPU 92 den Verstellwinkel Θ auf einen Wert Θ_{VT} gemäß einem (nicht gezeigten) vorbestimmten Lernwert GVT_0 , der anfänglich festgelegt wird. Daraufhin betätigt die CPU 92 in einem Schritt 306 den VVT 46 in Antwort auf den kompensierten Verstellwinkel Θ_{VT} und den Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} .

Ist die Ermittlungsbedingung in dem vorgenannten Schritt 302 erfüllt, so geht die CPU 92 auf Schritt 303 über, in dem sie ermittelt, ob der tatsächliche Verstellwinkel Θ in den Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} (gleich Θ_a) umgewandelt wurde und ob die Differenz zwischen beiden Verstellwinkeln über eine vorbestimmte Zeitdauer konstant gehalten wird.

Ist diese Bedingung erfüllt, so ermittelt die CPU 92, daß der Verstellwinkel Θ näherungsweise konstant ist, legt die Lernbetriebsart fest und ermittelt in Schritt 304 die Differenz zwischen dem tatsächlichen Verstellwinkel Θ und dem Soll-Verstellwinkel Θ_a . Wie bereits erklärt wurde, entspricht diese Differenz einer Änderung der Drehphase, die auf dem Fehler in der Sensoranordnung oder der Änderung der Sensorposition über der Zeit beruht.

Nach dem Festlegen der Differenz als Lernwert GVT speichert die CPU 92 diesen in dem RAM 94 und schreitet zu Schritt 305 fort. Ist der Soll-Verstellwinkel Θ_a Null, so wird der tatsächliche Verstellwinkel Θ gleich dem Lernwert GVT . Dieser Lernwert GVT wird jedesmal, wenn der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} den vorbestimmten Wert Θ_a (Null) annimmt, aktualisiert.

In Schritt 305 subtrahiert die CPU 92 den Lernwert GVT von dem Verstellwinkel Θ , um den Verstellwinkel Θ zu kompensieren. Demgemäß nimmt der in Schritt 305 ermittelte, kompensierte Verstellwinkel Θ_{VT} einen hochgenauen Wert an, aus dem eine Änderung der Drehphase aufgrund eines Fehlers in der Sensoranordnung oder dergleichen entfernt ist.

Die CPU 92 stellt in einem Schritt 306 die Lage des Tellerrads 58 des VVT 46 derart ein, daß der kompensierte Verstellwinkel Θ_{VT} mit dem Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} übereinstimmt. Im Einzelnen ermittelt die CPU 92 die Differenz zwischen dem Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} und dem kompensierten Verstellwinkel Θ_{VT} und berechnet eine Soll-Steuergröße DV entsprechend der Differenz, um das LSV 78 zu steuern, während auf eine vorhergehend spezifizierte Tabelle Bezug genommen oder eine vorbestimmte Gleichung verwendet wird. Die CPU 92 führt über den Öffnungsgrad des LSV 78 eine Rückkopplungssteuerung auf der Grundlage dieser Soll-Steuergröße DV aus. Als Resultat werden die beiden Öldruckkammern 59 und 61 des VVT 46 zugeführten Öldrücke eingestellt, und das Tellerrad 58 wird dementsprechend bewegt. Dann wird die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 in Übereinstimmung mit den Fahrzuständen der Brennkraftmaschine 1 kontinuierlich geändert, wodurch die Ventilüberschneidung kontinuierlich eingestellt wird. Nach der Ausführung des Schrittes 306 beendet die CPU 92 zeitweilig diese Routine.

Gemäß dieser Ventilsteuerungsroutine kann diese Differenz unter Verwendung des Lernwertes GVT selbst dann kompensiert und der genaue Verstellwinkel Θ_{VT} ermittelt werden, wenn eine Änderung oder eine Variation der Lagen der Anordnung der verschiedenen Sensoren, wie beispielsweise des Nockenwinkelsensors 42, über die Zeit vorliegt und der Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} sich von dem tatsächlichen Verstellwinkel Θ unterscheidet. Wird dieser kompensierte Verstellwinkel Θ_{VT} in der Rückkopplungssteuerung über den Öffnungsgrad des LSV 78 verwendet, so wird die Genauigkeit der Steuerung des Soll-Verstellwinkels Θ_{VTA} verbessert, so daß z. B. die Zeit, die der Verstellwinkel Θ benötigt, um in den Soll-Verstellwinkel Θ_{VTA} zu konvergieren, verkürzt wird. Beispielsweise wird in dem Fall, in dem der Verstellwinkel in Übereinstimmung mit einer drastischen Änderung der Fahrzustände der Brennkraftmaschine beträchtlich geändert werden sollte, die Zeit, die der Winkel Θ benötigt, um in den Sollwinkel Θ_{VTA} zu konvergieren, verkürzt.

In der Routine zur Steuerung der Ventileinstellung wird die Differenz (der Lernwert GVT) ermittelt, wenn nach dem Konvergieren des Verstellwinkels Θ in den Soll-Verstellwinkel Θ_a eine vorbestimmte Zeitdauer verstreicht. Es ist daher möglich, den kompensierten Verstellwinkel Θ_{VT} unter Verwendung des Verstellwinkels Θ , der eine nahezu konstante Größe erreicht hat, genau zu ermitteln.

Nachstehend wird die Zündzeitpunktberechnungsroutine gemäß Fig. 14 beschrieben.

In Schritten 401 bis 404 führt die CPU 92 dieselbe Abfolge von Prozessen durch wie in den Schritten 203

bis 206 gemäß Fig. 12. Die CPU 92 ermittelt in Schritt 401, ob die Drehzahl NE gleich einem oder größer als ein vorangehend festgelegter Ermittlungswert α ist.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 401 nicht erfüllt und gilt $NE < \alpha$, so liest die CPU 92 die Drehzahl NE und den kompensierten Verstellwinkel ΘVT und ermittelt in Schritt 403 den Unterschied (den Ladedruck Pb) zwischen dem atmosphärischen Druck PA und dem Sammelrohrdruck PM. Der Verstellwinkel ΘVT ist dieses Mal der in Schritt 305 der vorstehend beschriebenen Ventilsteuerungsroutine ermittelte Wert. Die CPU 92 ermittelt den Kompensationskoeffizienten KTP entsprechend den Werten NE, Pb und ΘVT unter Verwendung der Tabellen gemäß den Fig. 9 bis 11. Bei der Berechnung dieses Kompensationskoeffizienten KTP wird der Verstellwinkel Θ in den Tabellen durch den kompensierten Verstellwinkel ΘVT ersetzt.

Ist die Ermittlungsbedingung in Schritt 401 erfüllt und gilt $NE \geq \alpha$, so liest die CPU 92 die Drehzahl NE und den kompensierten Verstellwinkel ΘVT und ermittelt das Verhältnis des atmosphärischen Drucks PA zu dem Sammelrohrdruck PM in Schritt 402. Die CPU 92 ermittelt den Kompensationskoeffizienten KTP entsprechend den Werten NE, PM/PA und ΘVT unter Verwendung nicht dargestellter Tabellen.

Nach dem Ermitteln des Kompensationskoeffizienten KTP in Schritt 402 oder Schritt 403 berechnet die CPU 92 in einem Schritt 404 die Masse GN der in den Zylinder 4 in einem Ansaugtakt einzufüllenden Luft gemäß der Gleichung (1).

In einem nächsten Schritt 405 wählt die CPU 92 aus in dem ROM 93 gespeicherten Daten einen Grundzündvoreilwinkel ABSE auf der Grundlage der Drehzahl NE und der Luftmasse GN. Nachfolgend addiert die CPU 92 einen Kompensationswert AK zu dem Grundzündvoreilwinkel ABSE und legt in einem Schritt 406 das Resultat der Addition als einen Zündzeitpunkt AOP fest. Der Kompensationswert AK kann ein Kompensationswert zum Verstellen des Zündzeitpunktes in Vorwärtsrichtung sein, um die Leistungsfähigkeit bzw. Funktion bei Leerlauf und niedriger Kühlmitteltemperatur THW zu verbessern. Der Kompensationswert AK kann ebenfalls ein Kompensationswert zur Verstellung des Zündzeitpunktes in Vorwärtsrichtung in Übereinstimmung mit der Differenz zwischen der Drehzahl NE und deren Sollwert sein, wenn die Drehzahl NE nach Verlassen des Leerlaufs kleiner wird als der Sollwert. Nach der Berechnung des Zündzeitpunktes AOP beendet die CPU 92 zeitweilig diese Routine.

In der Zündzeitpunktsberechnungsroutine berechnet die CPU 92 den Luftaufwand oder den Kompensationskoeffizienten KTP (Schritte 402 und 403). Weiter berechnet die CPU 92 die Ansaugluftmenge (Luftmasse GN) auf der Grundlage des Kompensationskoeffizienten KTP und des Sammelrohrdrucks PM (Schritt 404). Gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel wird daher eine Änderung der Ansaugluftmenge, die auf einer Änderung des Luftaufwandes beruht, kompensiert, so daß die Ansaugluftmenge gemäß dem Luftaufwand bei einer beliebigen Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 wie in dem zweiten Ausführungsbeispiel berechnet werden kann.

In der Zündzeitpunktsberechnungsroutine wird der nach der Kompensation hochgradig genaue Verstellwinkel ΘVT , der in der Ventilsteuerungsroutine erhalten wurde, zur Berechnung des Luftaufwandes (des Kompensationskoeffizienten KTP) verwendet. Ein genauere Luftaufwand sowie eine genauere Ansaugluft-

menge können im Vergleich zu dem Fall erhalten werden, in dem der Verstellwinkel Θ vor der Kompensation verwendet wird, so daß der genaue Zündzeitpunkt berechnet werden kann.

Nach der Berechnung des Zündzeitpunktes AOP übermittelt die CPU 92 ein Primärstrom-Sperrsignal an die Zündvorrichtungen 28, um den Zündzeitpunkt in Übereinstimmung mit einer getrennt vorbereiteten Routine zu steuern.

Die Vorrichtung zum Berechnen der Ansaugluftmenge kann auf die folgenden Arten ausgestaltet werden.

(1) Gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel werden der atmosphärische Druck PA und der Sammelrohrdruck PM durch getrennte Sensoren erfaßt und der Ladedruck Pb wird auf der Grundlage der erfaßten Werte beider Sensoren ermittelt. Anstelle dessen kann der Druck (PA-PM) im Einlaßkanal 23 unter Verwendung des atmosphärischen Drucks PA als Bezugswert durch einen einzelnen Sensor erfaßt und als Ladedruck Pb verwendet werden.

(2) Der atmosphärische Druck PA kann indirekt ermittelt werden. Im einzelnen kann der Ausgangswert des Ansaugluftdrucksensors 37 bei einer nahe dem weit geöffneten Zustand befindlichen Drosselklappenstellung als atmosphärischer Druck angesehen werden.

(3) Anstelle der Tabellen gemäß den Fig. 9 bis 11 können zur Ermittlung des Kompensationskoeffizienten KTP Tabellen zur direkten Bestimmung der Luftmasse GN pro Umdrehung der Brennkraftmaschine und der Grundeinspritzzeit TP erstellt werden.

(4) Die Vorrichtung zum Berechnen der Ansaugluftmenge kann auf eine Brennkraftmaschine angewandt werden, die eine zu den Nockenwellen 13 und 14 unterschiedliche Ventilantriebsmechanismen, beispielsweise ein elektromagnetisches Ventil, aufweist.

(5) Der VVT kann an dem Auslaßventil-Antriebsmechanismus vorgesehen sein, so daß die Betriebseinstellung des Auslaßventils 12 durch den VVT geändert wird, um die Ventilüberschneidung einzustellen. VVTs können jeweils sowohl an dem Einlaßventil-Antriebsmechanismus als auch dem Auslaßventil-Antriebsmechanismus vorgesehen sein, so daß die Betriebseinstellungen des Einlaßventils 11 beziehungsweise des Auslaßventils 12 durch diese VVTs zur Einstellung der Ventilüberschneidung geändert werden.

(6) Die Prozesse der Schritte 203 und 205 gemäß Fig. 12 können entfallen. Auf vergleichbare Weise können die Prozesse der Schritte 401 und 403 gemäß Fig. 14 entfallen. Der Kompensationskoeffizient KTP kann, mit anderen Worten ausgedrückt, unter Verwendung des Verhältnisses (PM/PA) ermittelt werden, nachdem die Brennkraftmaschine den Betrieb aufgenommen hat, ungeachtet der Höhe der Drehzahl NE.

(7) Die Ansaugluftmenge kann direkt aus der Drehzahl NE, dem Sammelrohrdruck PM und der Ventileinstellung unter Verwendung von Tabellen ermittelt werden, ohne den Luftaufwand zu berechnen.

(8) Gemäß dem dritten Ausführungsbeispiel kann der Verstellwinkel in dem Fall, in dem die Betriebseinstellung des Einlaßventils 11 weitestmöglich verzögert ist, als Soll-Verstellwinkel festgelegt wer-

den, und die Differenz zwischen diesem Wert und dem tatsächlichen Verstellwinkel Θ können als Lernwert GVT ermittelt werden.

Patentansprüche

5

1. Vorrichtung zum Berechnen einer einem Zylinder (4) einer Brennkraftmaschine (1) zugeführten Luftmenge, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Zylinder (4) mit einem Luftenlaßkanal (23) und einem Luftauslaßkanal (32) in Verbindung steht, der Luftenlaßkanal (23) zum Zuführen der Luft zu dem Zylinder (4) angeordnet ist, der Luftauslaßkanal (32) zum Abführen von Abgas aus dem Zylinder angeordnet ist, beide Kanäle (23, 32) ein Einlaßventil (11) bzw. ein Auslaßventil (12) umfassen, beide Ventile durch einen Einlaßventil-Antriebsmechanismus (13) bzw. einen Auslaßventil-Antriebsmechanismus (14) in Übereinstimmung mit der Drehung einer Kurbelwelle (7) gesteuert werden, um abwechselnd und selektiv zu öffnen und zu schließen und am während einer Ventilüberschneidungsphase geöffnet zu bleiben, um die zu dem Zylinder (4) führenden Kanäle (23, 32) zu öffnen, wobei die Brennkraftmaschine (1) einen Mechanismus zur veränderlichen Ventilsteuerung (VVT) umfaßt, der die Betriebseinstellung zumindest eines der Ventilantriebsmechanismen (13, 14) in bezug auf die Kurbelwelle (7) in Übereinstimmung mit einem Fahrzustand der Brennkraftmaschine (1) steuert, um eine Steuerung des durch zumindest einen der Ventilantriebsmechanismen (13, 14) gesteuerten Ventils (11, 12) zu ändern, ferner umfassend eine erste Erfassungseinrichtung (40) zum Erfassen einer Drehzahl (NE) der Kurbelwelle, eine zweite Erfassungseinrichtung (37) zum Erfassen eines Ansaugdrucks (PM) in dem Luftenlaßkanal (23), eine dritte Erfassungseinrichtung (42) zum Erfassen der Betriebseinstellung zumindest eines der Ventilantriebsmechanismen (13, 14), eine Bestimmungsvorrichtung zum Bestimmen einer Verstellung (Θ) der Betriebseinstellung entsprechend der erfaßten Drehzahl (NE) der Kurbelwelle (7) und der erfaßten Betriebseinstellung, und eine erste Berechnungseinrichtung (CPU) zum Berechnen der Menge der dem Zylinder (4) in Abhängigkeit von der Drehzahl (NE) der Kurbelwelle (7), des Ansaugdrucks (PM) und der Verstellung (Θ) der Betriebseinstellung zugeführten Luft.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Berechnungseinrichtung im Zuge der Berechnung der Luftmenge (GN) einen Luftaufwand (KTP) der dem Zylinder (4) zuzuführenden Luft in Abhängigkeit von der Drehzahl (NE) der Kurbelwelle, des Ansaugdrucks (PM) und der Verstellung (Θ) der Betriebseinstellung berechnet, wobei der Luftaufwand (KTP) durch das Verhältnis des Gewichts (GN) der tatsächlich in den Zylinder (4) eingeführten Luft zu dem Gewicht der unter einer Normalbedingung in den Zylinder (4) einzuführenden Luft dargestellt wird.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch eine Speichereinrichtung (ROM) zum Spei-

chern von Daten bezüglich des Luftaufwands (KTP), die entsprechend der Drehzahl (NE) der Kurbelwelle, der Verstellung (Θ) der Betriebseinstellung und einer die Brennkraftmaschine (1) beaufschlagenden Last vorbestimmt sind, und dadurch, daß die Berechnungseinrichtung im Zuge der Berechnung des Luftaufwands (KTP) die Daten aus der Speichereinrichtung (ROM) ausliest.

4. Vorrichtung nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch eine vierte Erfassungseinrichtung zum Erfassen eines atmosphärischen Drucks und dadurch, daß die Berechnungseinrichtung den Luftaufwand (KTP) während der Ventilüberschneidungsphase in Abhängigkeit von der Drehzahl (NE) der Kurbelwelle (7), des Ansaugdrucks (PM), der Verstellung (Θ) der Betriebseinstellung und des atmosphärischen Drucks (PA) berechnet.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Berechnungseinrichtung (CPU) eine erste Ermittlungseinrichtung aufweist zum Ermitteln in Abhängigkeit von der Drehzahl (NE) der Kurbelwelle (7), ob das aus dem Luftauslaßkanal in den Luftenlaßkanal zurückströmende Gas von einer Druckänderung begleitet wird.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Berechnungseinrichtung (CPU) den Luftaufwand (KTP) während der Ventilüberschneidungsphase gemäß einer Differenz (PA-PM) zwischen dem atmosphärischen Druck (PA) und dem Ansaugdruck (PM) berechnet, wenn die erste Ermittlungseinrichtung ermittelt, daß das Gas nicht von der Druckänderung begleitet wird.

7. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Berechnungseinrichtung (CPU) den Luftaufwand (KTP) während der Ventilüberschneidungsphase gemäß einem Verhältnis (PM/PA) aus dem Ansaugdruck (PM) und dem atmosphärischen Druck (PA) berechnet, wenn die erste Ermittlungseinrichtung ermittelt, daß das Gas von der Druckänderung begleitet wird.

8. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine (1) eine Einspritzvorrichtung (25) zum Einspritzen von Kraftstoff in den Zylinder (4) und eine zweite Berechnungseinrichtung zum Berechnen einer Kraftstoff-Einspritzzeit (TA, TAU) in Abhängigkeit von der Menge (GN) der Luft und einer Steuereinrichtung (CPU) zum Steuern der Einspritzvorrichtung (25) in Abhängigkeit von der Einspritzzeit (TA, TAU) aufweist.

9. Vorrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch

eine fünfte Erfassungseinrichtung zum Erfassen einer Kühlmitteltemperatur (THW) der Brennkraftmaschine (1);

eine sechste Erfassungseinrichtung zum Erfassen der Temperatur (THA) der in den Luftenlaßkanal (23) eingeleiteten Luft;

eine zweite Ermittlungseinrichtung zum Ermitteln, ob die Drehzahl (NE) der Kurbelwelle (7) einen vorbestimmten Wert erreicht; und

eine dritte Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Einspritzzeit (TAU) in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur (THW), der Temperatur (THA) der Luft und dem atmosphärischen Druck (PA), wenn die zweite Ermittlungseinrichtung ermittelt, daß die Drehzahl (NE) der Kurbelwelle den vorbestimmten Wert nicht erreicht.

10. Vorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Berechnungseinrichtung (CPU) die Menge (GN) der Luft berechnet, wenn die zweite Ermittlungseinrichtung ermittelt, daß die Drehzahl (NE) den vorbestimmten Wert erreicht. 5

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

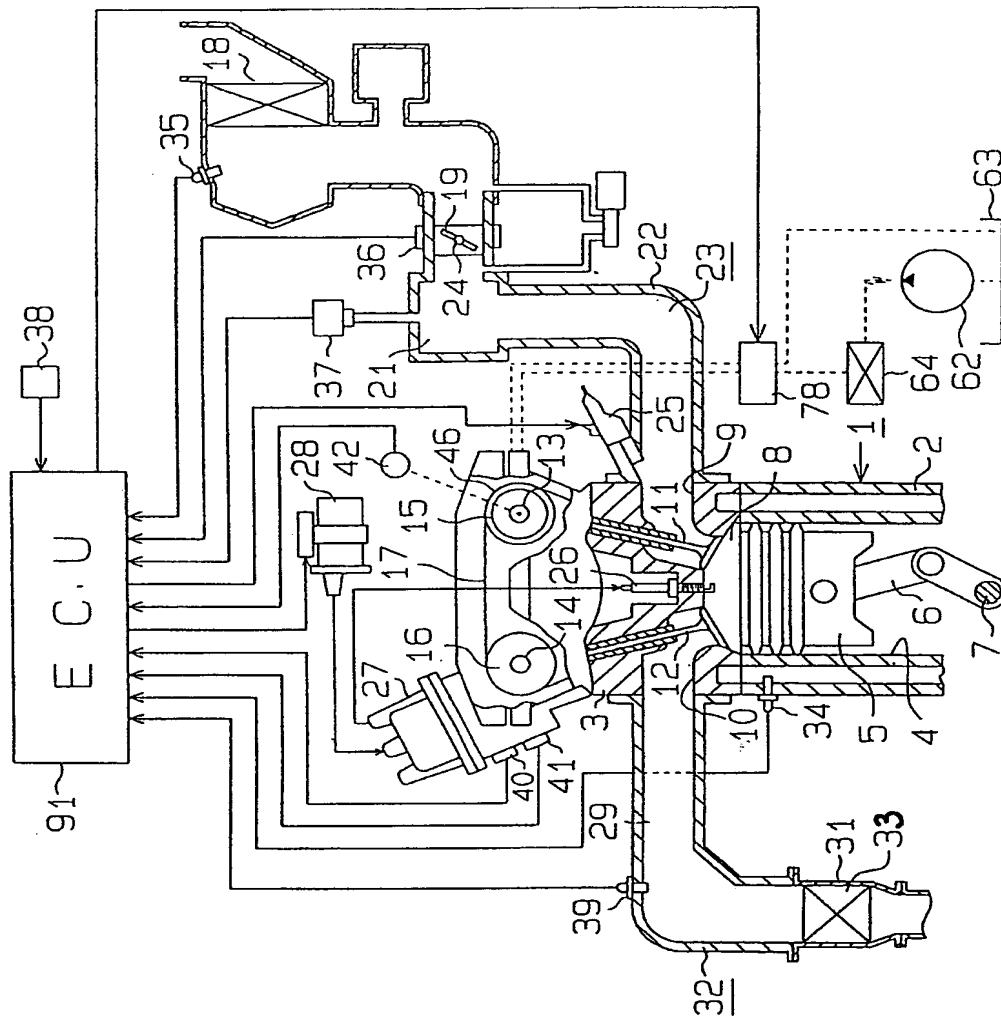


Fig. 2

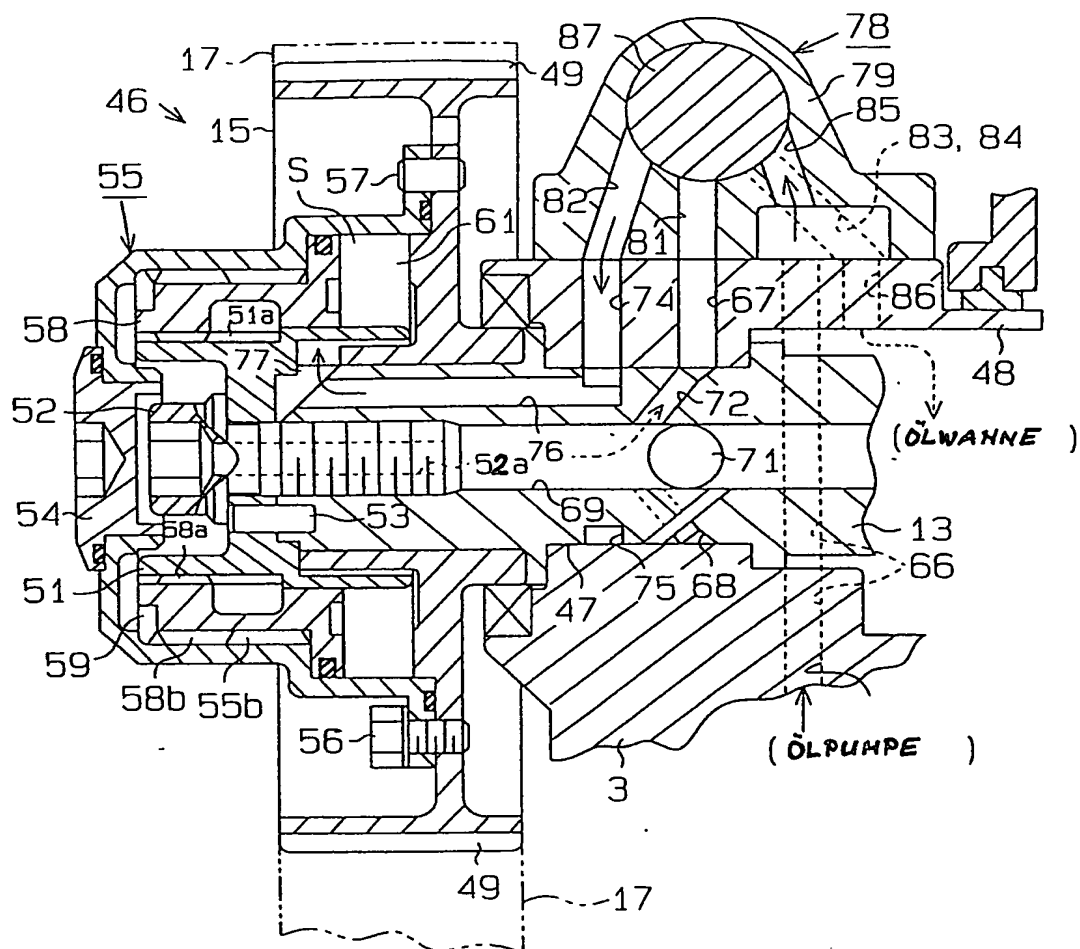


Fig. 3

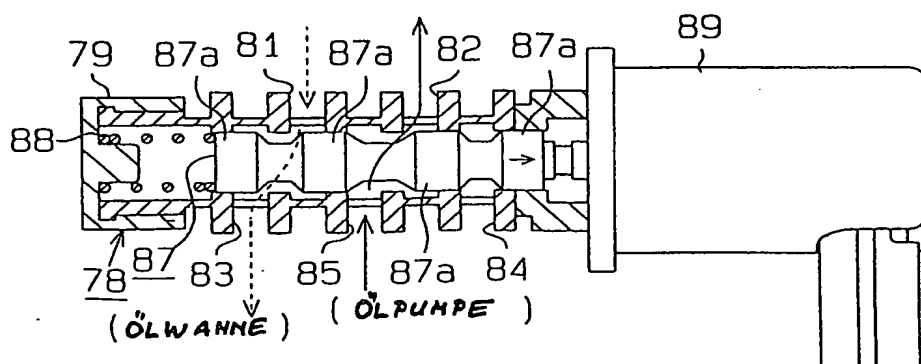


Fig. 4

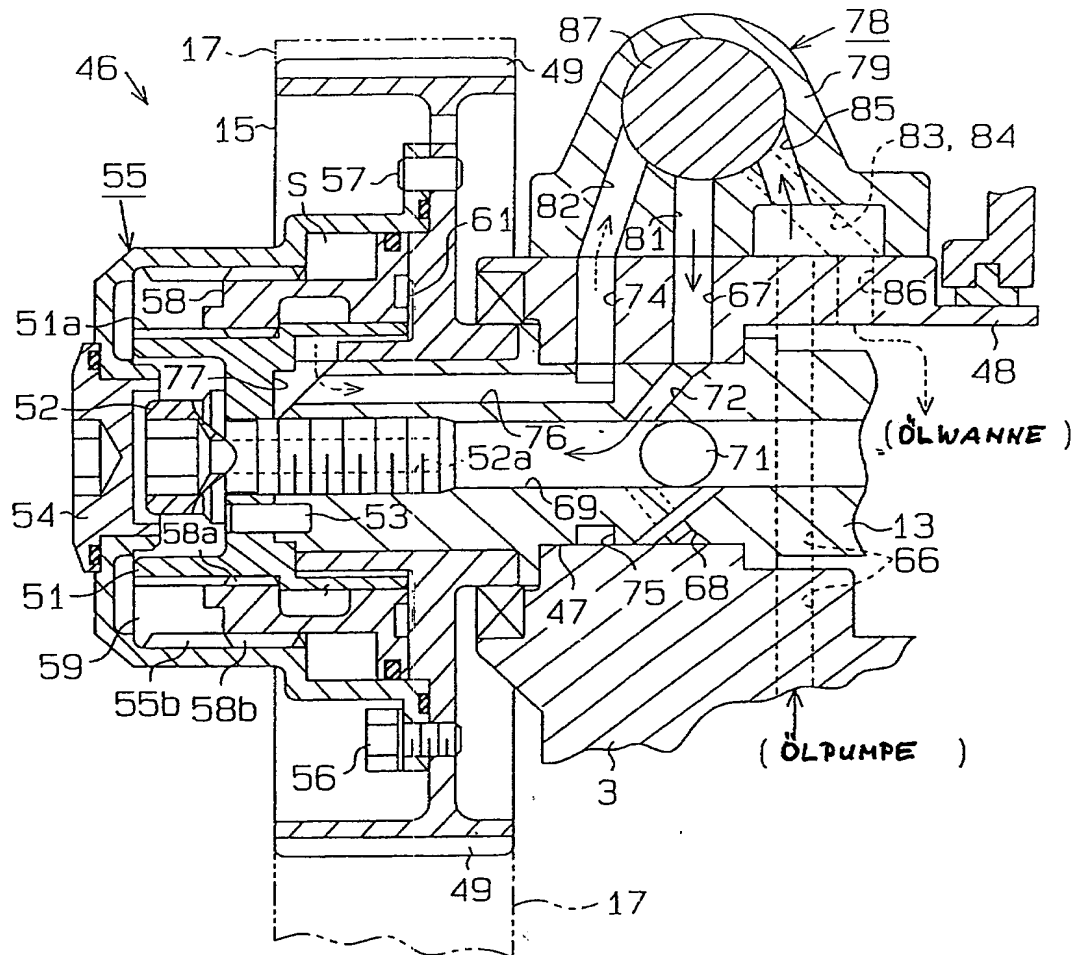


Fig. 5

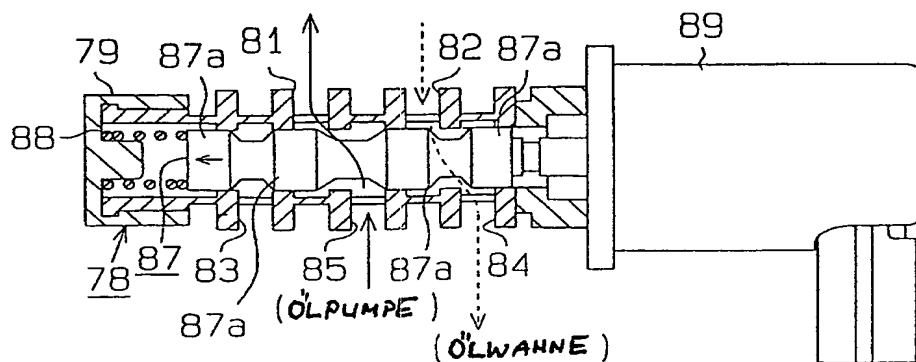


Fig. 6

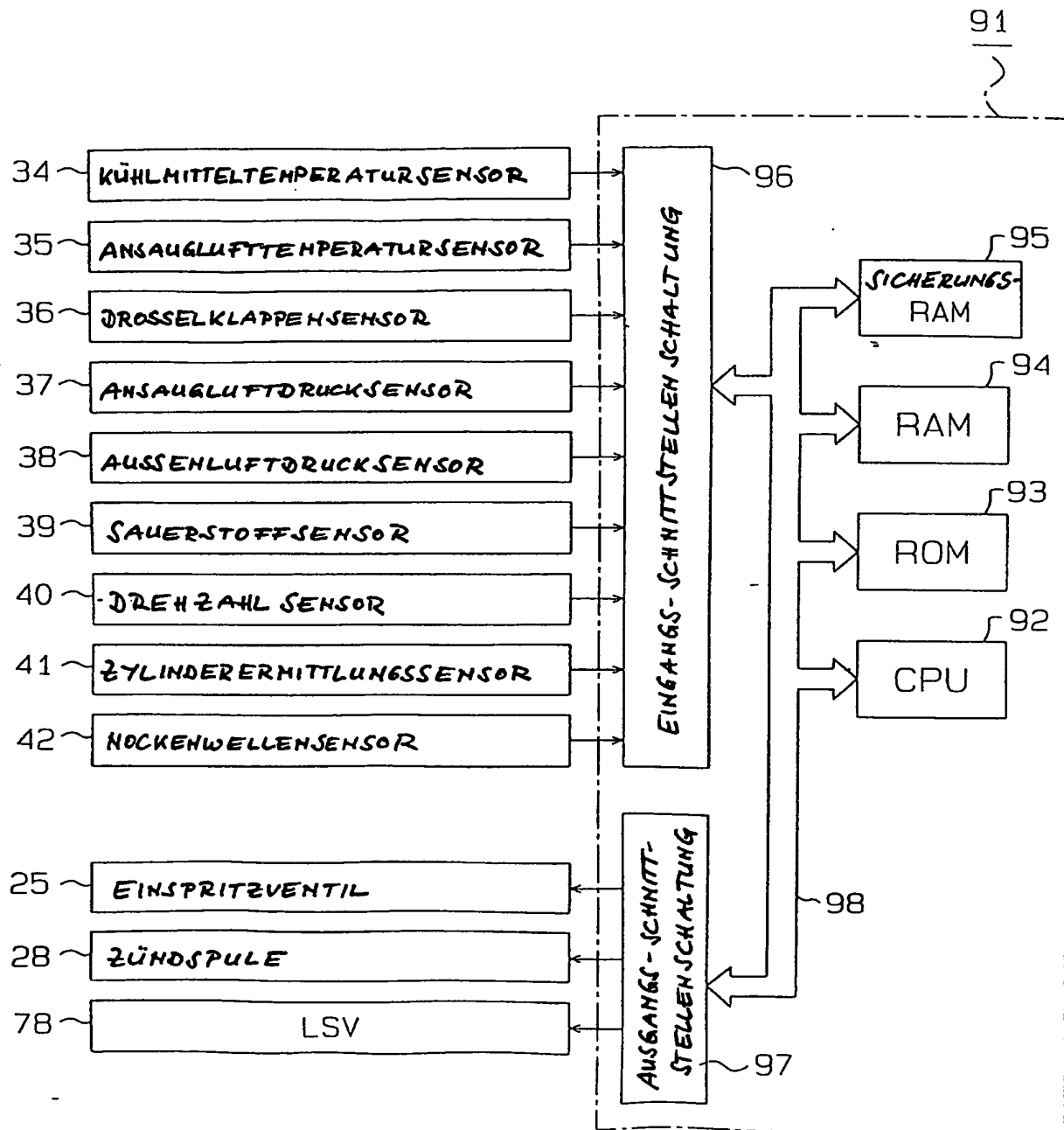


Fig. 7 (a)

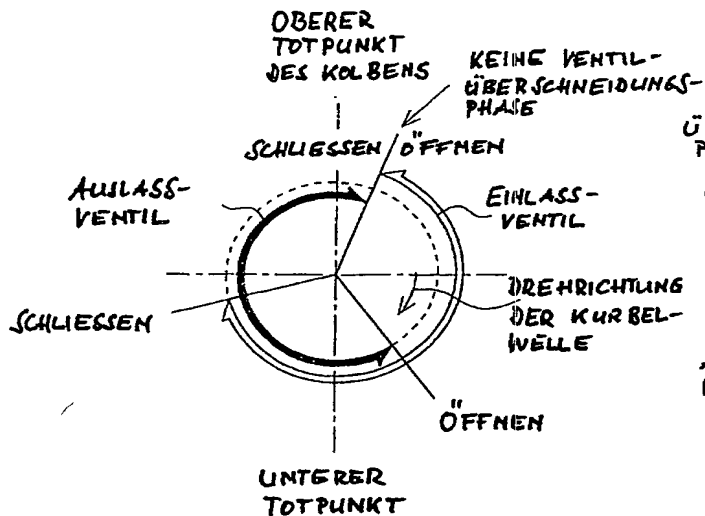


Fig. 7 (b)

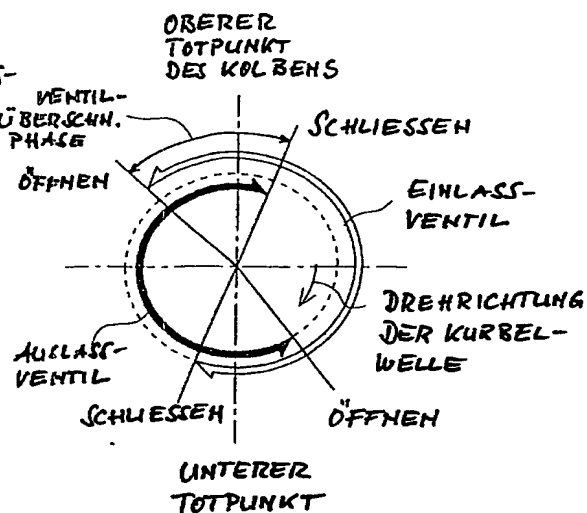


Fig. 8

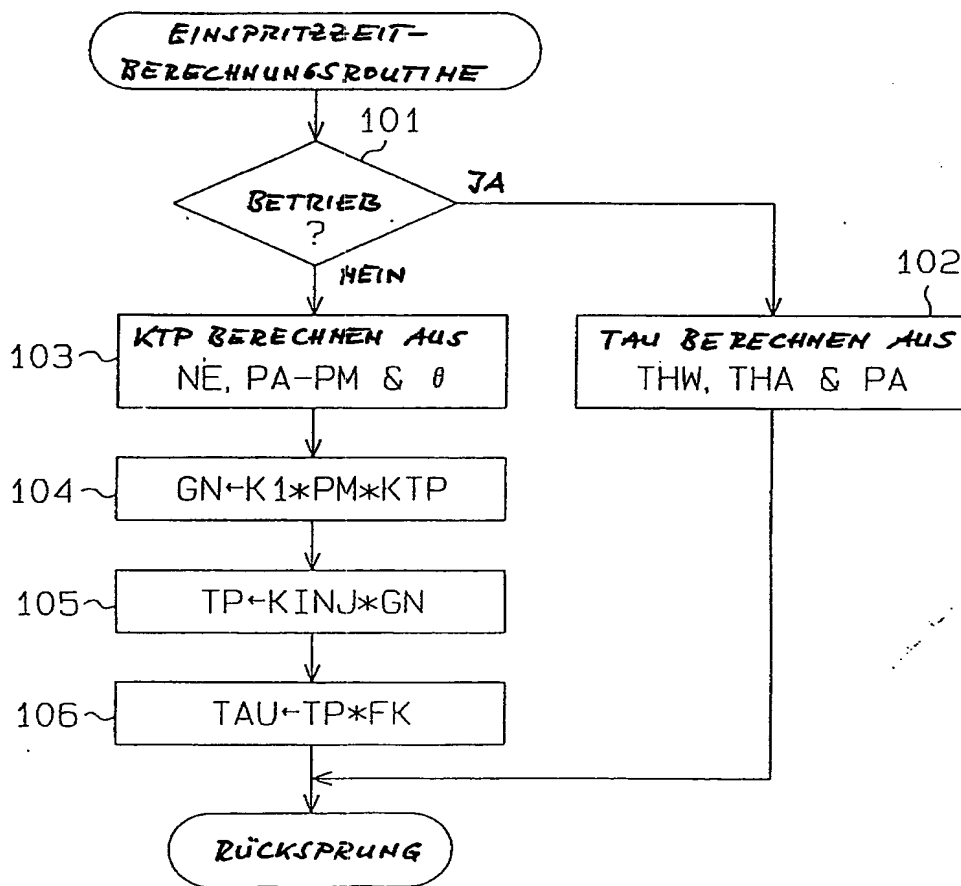


Fig. 9

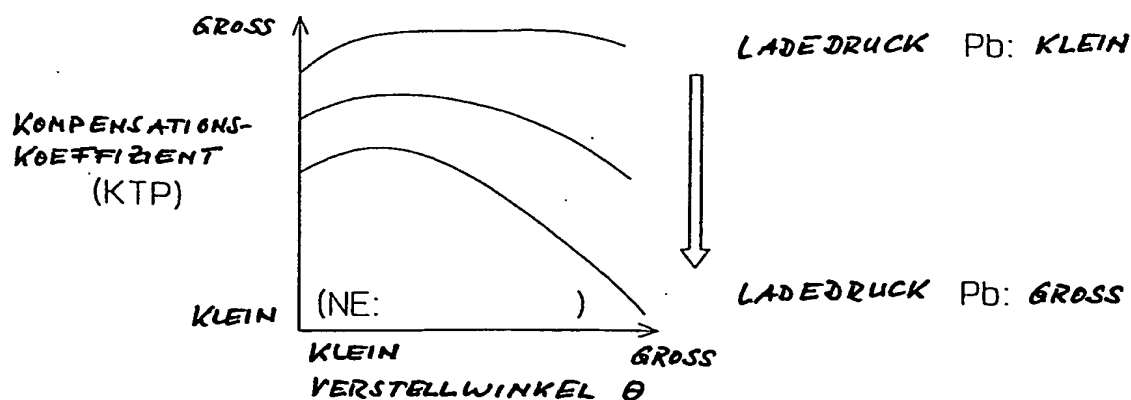


Fig. 10

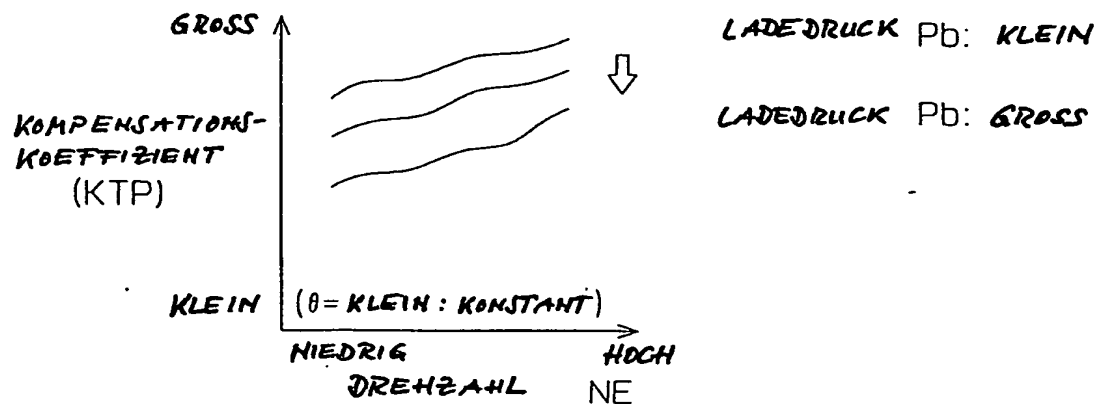


Fig. 11

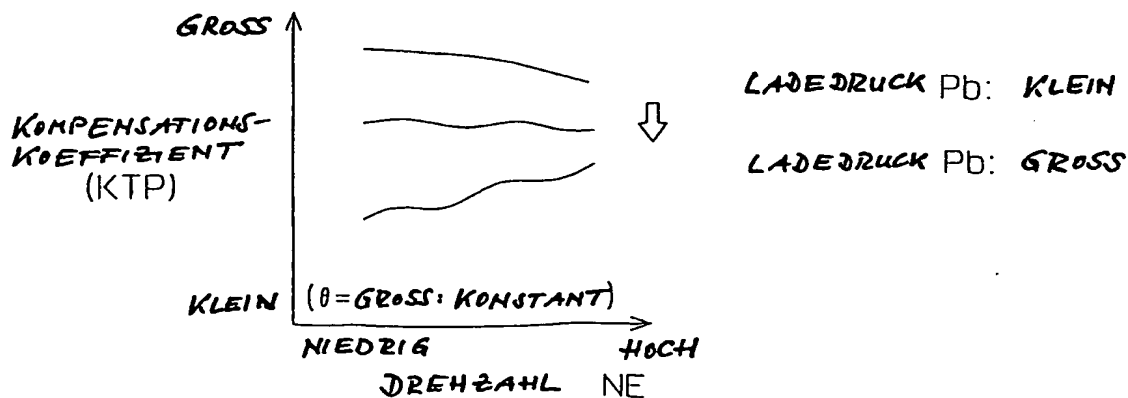


Fig. 12

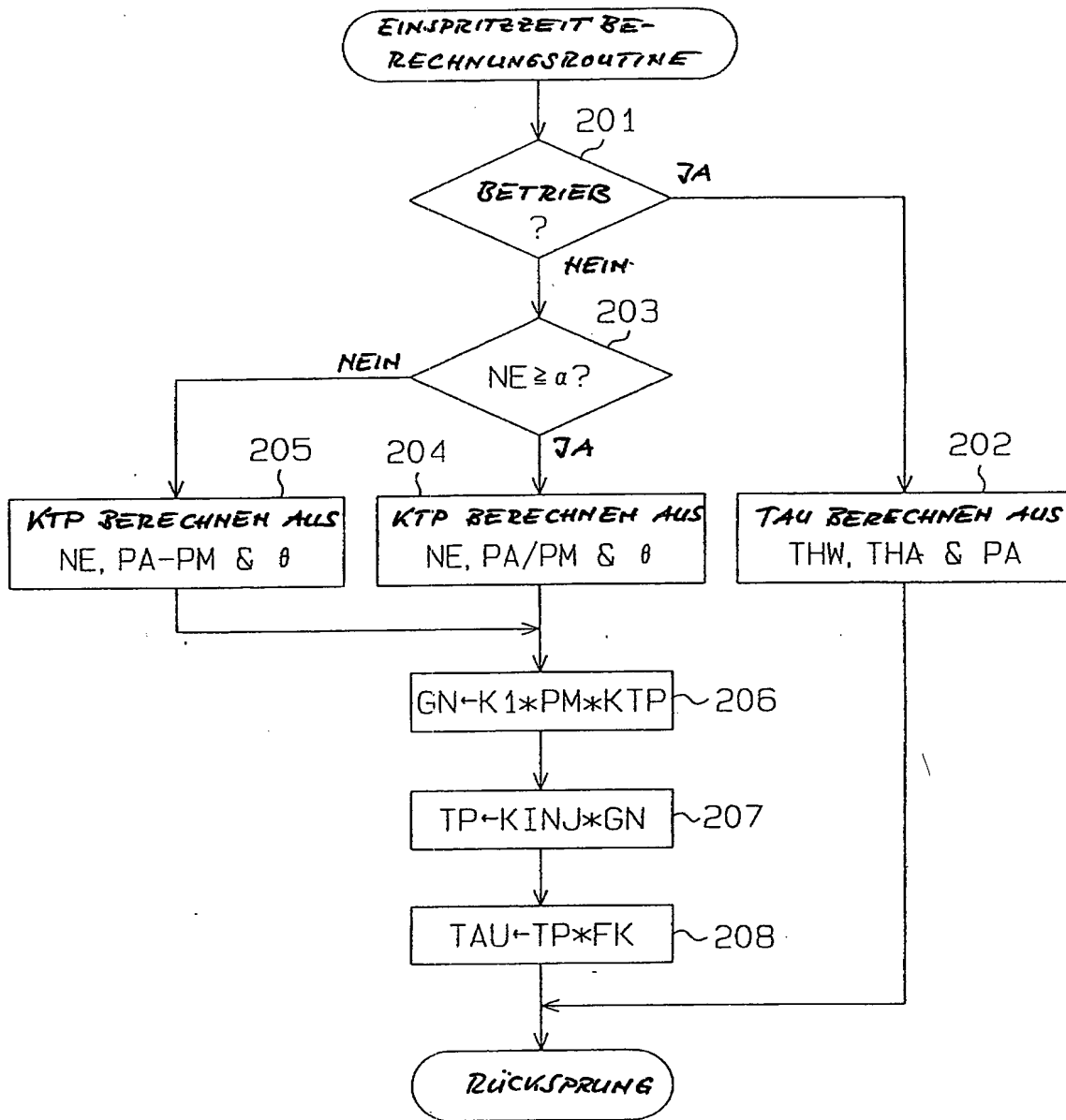


Fig. 13

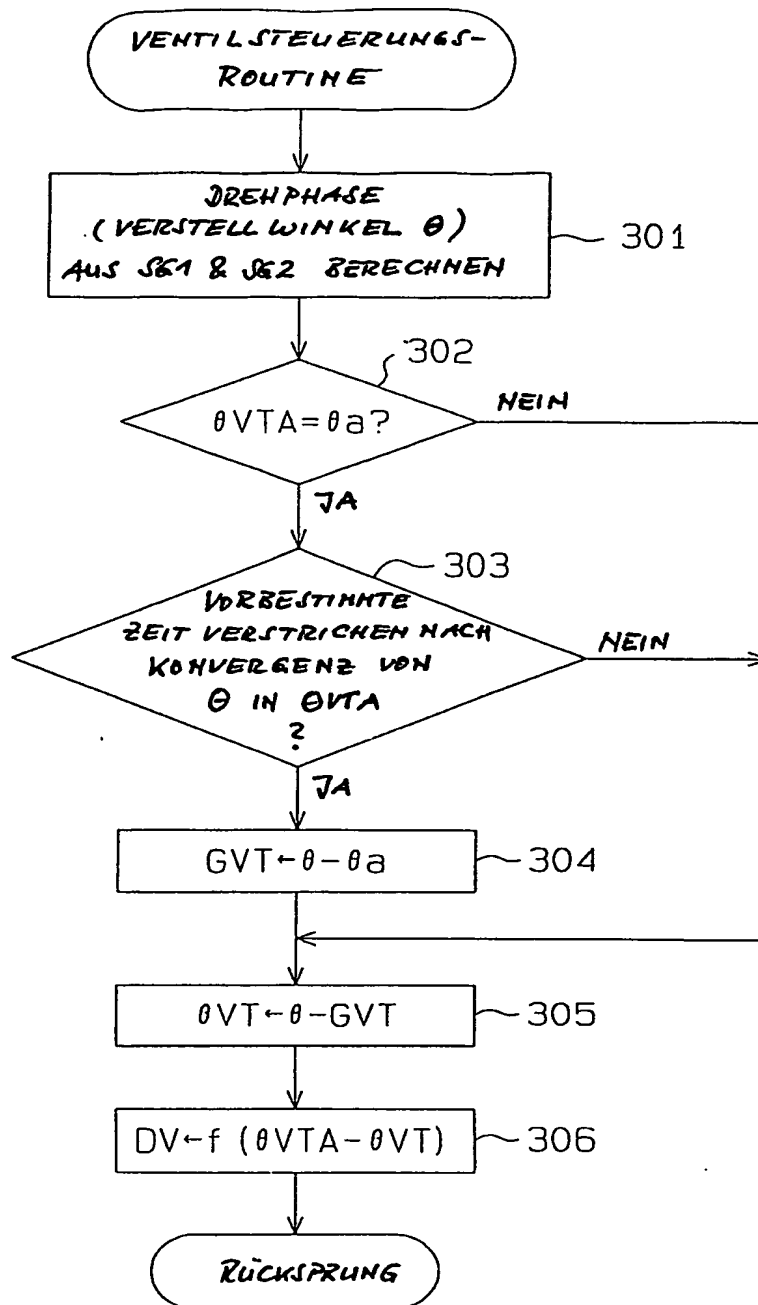


Fig. 14

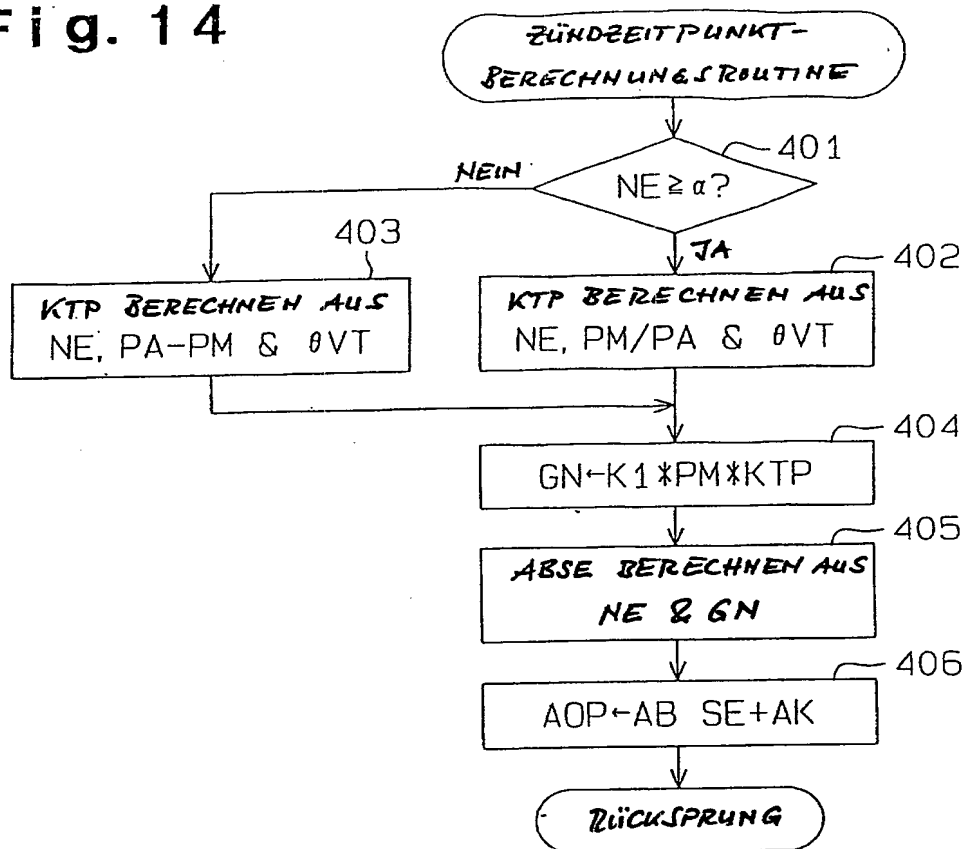


Fig. 15

